

방음실에 의한 공장설비 소음의 감쇠 효과에 관한 연구

A Study on Sound Attenuation of Plant Noise by Enclosure

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

ABSTRACT

The considerations in the noise control by enclosure are the rise of temperature and sound pressure, transmission loss, absorption coefficient of the materials, the structure of the soundproof panels, an opening and coincidence frequency.

But it is very difficult that we obtain the accurate data about those in design, so, the noise reduction after enclosing does not correspond with the calculation.

The difference of the noise reduction between the calculation and the measurement was 8.2dBA, and we can obtain the approximate result as the following formula which correct 10dBA, safely.

1. 서 론

공장내 생산설비 등에서 발생되고 있는 소음은 생산능률의 저하 및 공장 근로자들이 만성적으로 고소음 환경에 노출됨으로써 난청의¹⁾ 재해로 고통을 호소하는 일이 빈번하다.

공장 설비소음을 감쇠시키기 위한 방음대책 방법으로는 소음발생원의 대책, 전파경로 대책 그리고 수음측 대책으로 분류할 수 있다²⁾. 이 중 전파경로 대책의 하나인 방음실(Enclosure)은 설치가

용이하고 방사되는 소음을 차단시켜 높은 방음효과를 얻을 수 있어 현장에서 많이 이용되고 있다.

그러나 생산설비의 밀폐로 인한 방음실 내부의 온도상승, 음압상승 등의 문제들은 설비기계 및 방음실을 출입하는 작업자들의 안전에 지장을 줄 수 있으므로 방음실 설계시 충분히 고려되지 않으면 안된다³⁾.

방음실 설계시에는 온도의 상승문제 뿐만 아니라 차음, 흡음, 작업자의 편리성 등을 충분히 고려해야 하기 때문에⁴⁾ 설계가 설계자에 따라 다양해질 수 밖에 없는 것이다. 그러나 아쉬운 점은 첫

* 국제음향 주식회사 부설연구소

** 단국대학교 전기공학과

제, 설계자가 설계시 참고로 할 수 있는 자료가 충분하지 않고 둘째, 모든 현장마다 각각의 여건이 다르고 시공상의 문제점 등으로 이론적 적용이 쉽지 않다는 것이다.

본 연구에서는 방음실을 설계·시공함으로써 얻어지는 소음감쇠 효과를 이론적인 자료에 근거하여 나타난 계산치와 비교분석 함으로써 차후 방음실 설계시 참고로 할 수 있는 기본자료로 활용하고자 한다.

2. 기본 이론

2.1 방음실 내부 음압레벨(sound pressure level)

2.2.1 파장에 비해 방음실이 작은 경우

기계를 밀폐할 경우 음원과 방음실간의 공간 체적용 $V(m^3)$, 주파수를 $f(Hz)$ 라 하면, 방음실 내부의 저주파 음압레벨 SPL_i 는

$$SPL_i = PWL_s - 40 \log f - 20 \log V + 81 (dB) \quad (1)$$

여기서, PWL_s : 음원의 파워레벨(dB)

2.1.2 파장에 비해 방음실이 큰 경우

$$SPL_i = PWL_s + 10 \log \frac{1-\bar{a}}{S_a} + 6 (dB) \quad \dots\dots (2)$$

여기서, S : 방음실 내부 전표면적(m^2)

\bar{a} : 방음실내 평균흡음율

2.2 방음실에 의한 소음 감쇠

2.2.1 파장에 비해 방음실이 작은 경우

$$PWL_s - PWL_i = 40 \log f + 20 \log V - \log S_p + \overline{TL} - 81 \quad \dots\dots (3)$$

여기서, PWL_i : 방음실 외부로 방출되는 파워레벨(dB)

S_p : 방음실 벽체(음향투과 부분)면적(m^2)

\overline{TL} : 방음실 벽체의 총합 투과 손실(dB)

2.2.2 파장에 비해 방음실이 작은 경우^{5,6)}

$$PWL_s - PWL_i = \overline{TL} - 10 \log \left(\frac{S_p}{S} \cdot \frac{1-\bar{a}}{a} \right) (dB) \quad \dots\dots (4)$$

3. 현황 분석 및 평가

3.1 대상설비 및 방음실 사양

소음원으로는 공장설비로써 높은 소음을 발생시키는 고속 프레스 7대를 선정하였으며, 각각의 방음실을 설치하되 방음재료의 사양은 동일하게 하였다.

Table 1 Specification of enclosure

section	specification
wall & ceiling	steel 2.3mm+gypsum board 12mm+glass wool (40kg/m ³ , 100mm)+glass cloth+perforated sheat (Al-1mm)
door	steel 1.6mm+gypsum board 9mm+glass wool (40kg/m ³ , 50mm)+steel 1.6mm
window	glass 10mm+air space 50mm+glass 8mm
bottom	concrete painted

Table 2 Dimension of equipment(source) & enclosure

equipment name	size of enclosure (m)			area of source (m ²)	area of door (m ²)	area of window (m ²)
	W	L	H			
A	7	5.4	4	21	10.65	3.16
B	10.6	6.5	4.2	18	18.36	4.86
C	15.6	6.5	4.2	63	18.36	4.86
D	8.7	5.5	5.6	21	10	3
E	6.8	4	4	15.8	8	3.16
F	2.55	3.25	2.2	5.89	3.24	0.72
G	3.75	2.65	2.2	5.89	3.24	0.72

그리고 방음실 설치로 인한 위험요소 및 불편함을 최소화하기 위하여 각 방음실마다 환기문제를 고려하였으며, 급배기구에는 소음의 누설을 방지하기 위하여 급배기 소음기(silencer)를 부착하였다⁷⁾. 또한, 각 설비마다의 여건을 고려하여 시장(방음창), 출입문(방음문)의 설치 개소 및 크기도 공장근로자와 협의하여 설계 시공하였다.

Table 1, Table 2는 대상설비 및 방음실의 설계 사양을 나타내고 있다.

3.2 측정방법 및 분석 절차

3.2.1 측정조건 및 방법

소음도 측정은 소음·진동 공정시험법을 준용하였으며, 대상 설비 및 방음실 외부로부터 각각

1m 떨어진 지점에서 4방향으로 5분간의 등가소음도(equivalent noise level)를 측정하여 산술평균한 소음도를 측정소음도로 하였으며, 측정소음도에 암소음(background noise)을 보정한후 얻어진 소음도를 대상 소음도로 하였다.

소음 측정은 암소음의 영향을 최소로 하기 위하여 대상설비 이외에 다른설비는 가동중지 상태에서 실시하였고, 소음도와 표준편차로서 octave band 중심 주파수별 음향성능을 분석 하였다. 또한 반사음의 영향을 감소시키기 위하여 구조물이나 주위벽으로부터 3.5m 떨어진 지점에서 측정하였다.

Fig. 1 및 Fig. 2는 음원과 방음실의 개략도 및 측정분석 계통도이다.

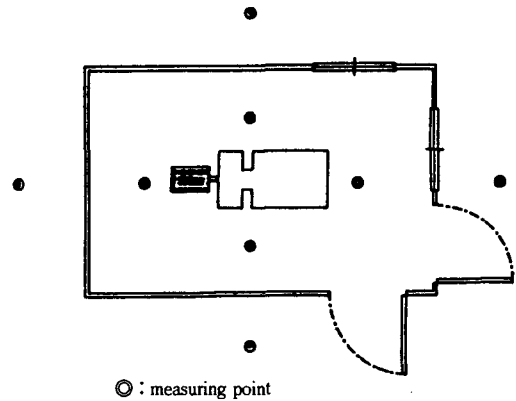


Fig. 1 Layout of source and enclosure

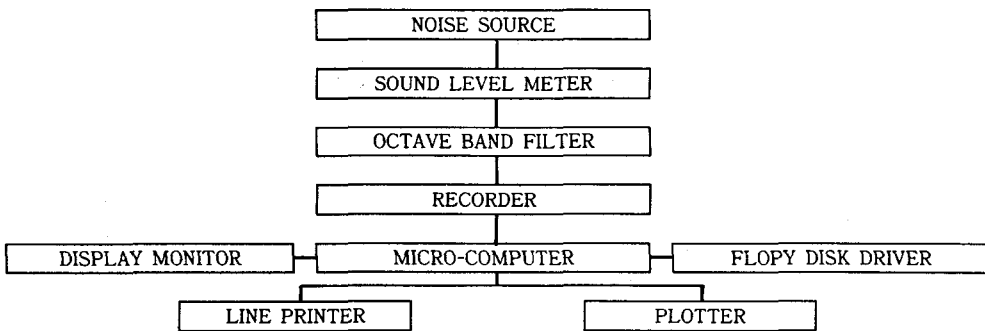


Fig. 2 Flow chart of measurement and analysis

3.2.2 측정기기

- 1) 소음계(SOUND LEVEL METER; NL-10A, RION, JAPAN)
- 2) 주파수분석기(OCTAVE BAND FILTER; NX-10A, RION, JAPAN)
- 3) 실시간 분석기(REAL-TIME ANALYZER; 3100D, LARSON DAVIS LAB, USA)
- 4) 기록계(GRAPHIC LEVEL RECORDER; LR-04, RION, JAPAN)

3.3 대상설비의 소음도 현황

대상설비의 측정소음도(SL)는 101.5~108.2 dBA로서 높은 소음분포를 나타내고 있으며, octave band 중심 주파수별 소음특성으로는 전 주

파수 대역에서 높게 나타나고 있다.

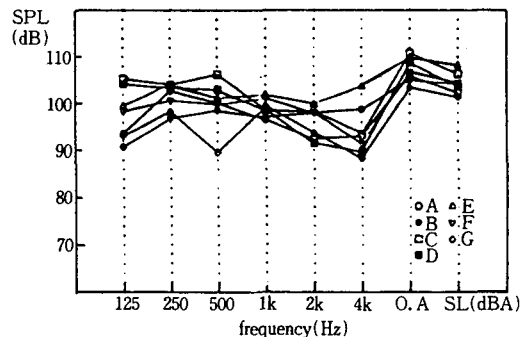


Fig. 3 Sound pressure level(SPL) of equipment(O. A : overall)

더우기 1kHz 이상 고주파 대역에서 대부분 90dB이상의 고소음을 발생시키고 있어 작업자가 장기간 노출시 소음성 난청의 직접적인 원인이 될 것으로 판단된다⁶⁾.

Table 3은 방음실 설치후의 소음도로서 약 81~87dB(A)를 나타내고 있어 방음실 설치전과 비교하여 약 20dB(A)가 감소되었음을 알 수 있다.

Table 3 SPL after enclosing

equipment	frequency (Hz)						SPL	SL
	125	250	500	1K	2K	4K	(O. A) (dB)	(O. A) (dBA)
A	79.3	80.2	80.9	78.8	76	74.5	86.5	83.7
B	77.9	75.6	77.1	74.5	75.2	74.6	83.7	81.3
C	87.3	83.1	79.5	74.7	80.9	77.4	90.1	85.2
D	86.5	88.4	80.6	77.8	76.3	75.9	91.4	85
E	82.1	83.2	81.6	78.4	76.5	74.8	88.1	84.2
F	84.2	83.7	81.9	79.5	76.4	71.5	89	84.4
G	83.7	84.5	83.1	83.4	80.5	77.7	90.4	87.6

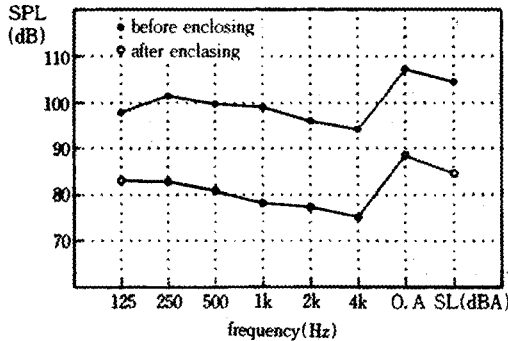


Fig. 4 Average SPL before & after enclosing

Fig. 4는 7대 대상설비에 대한 방음실 설치전후의 평균 소음도로서 소음감쇠량은 125HZ에서 14.9dB로서 가장 적게 나타났으며 1kHz 대역에서 20.9dB로 가장 높은 효과를 나타내고 있다.

3.4 계산식에 의한 이론적 소음도 현황

방음재질의 차음효과는 재질이 면밀도와 주파수의 곱의 대수에 비례해서 얻어지는 질량법칙(mass law)을^{5,9)} 이용해서 구할 수 있다. 그러나 차음벽면은 굴곡운동을 하기 쉽고, 벽면의 굴곡과 진폭은 입사파의 진폭과 동일하게 진동하여 공진의 유

발로 특정 주파수에서 차음성능이 현저하게 저하되는 일치효과(coincidence effect)¹⁰⁾에 주의 하여야 한다. 이와같이 일치주파수에서의 투과손실(transmission loss)저하를 방지하고, 벽체의 방음효과를 극대화 시키기 위해 차음재의 구조를 이중벽으로 한다든지, 벽의 내부에 흡음재를 충전한 내부충진 이중벽 구조로 해서 일치효과에 의한 공진투과 및 차음저하를 최대한 방지하여 차음성능의 극대화를 기하고 있다.

본 연구에서 설계된 방음재질의 구조는 일치주파수에 의한 차음저하를 최소화하기 위하여 벽의 내측에 흡음재(glass wool) 및 다공판(개구율 28%)을 사용하여 마감을 하였으며 이론적인 계산식은 질량법칙(mass law)을 이용하였다^{11,12)}.

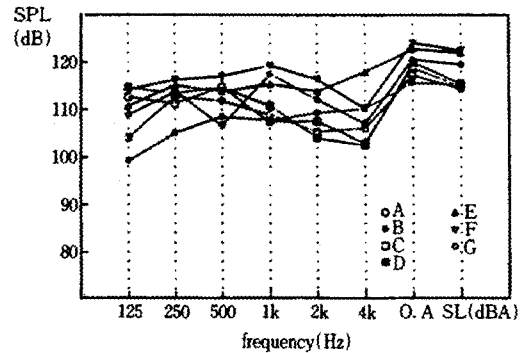


Fig. 5 SPL in the inside of enclosure by calculation

Fig. 5는 이론적인 계산식에 의하여 구해진 방음실 내부 소음도로서 음압레벨은 115.6~124.1dB로 설치전의 음압레벨 101.5~108.2dB과 비교하여 14.1~15.9dB의 상승이 이루어졌음을 알 수 있다.

Table 4는 질량법칙 [TL=18 log (m. f)-44, m : 벽체의 면밀도(kg/m²)]에 의한 방음실의 주파수별 투과손실(TL)로서 고주파 대역일수록 투과손실이 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

Table 5는 방음실 외부소음도로서 전반적으로 70.7~80.5dB(A)를 나타내고 있으며, 방음실 크기가 가장 작은 F설비(2.55m^W×3.25m^L×2.22m^H)에서의 소음은 80.5dB(A)로서 가장 높게 나타났으며, B설비(10.6m^W×6.5m^L×4.2m^H)의 경우 70.7dBA로서 가장 작게 나타나, 방음실 크기가 클수록 방음 효과가 우수하다는 것을 알 수 있다. 또한 7대의 설비중 방음실 크기가 가장 큰 C

Table 4 TL of enclosure by calculation

equipment	frequency (Hz)					
	125	250	500	1K	2K	4K
A	21.6	27	32.4	37.8	43.2	48.7
B	21.6	27	32.4	37.8	43.2	48.7
C	21.5	26.9	32.3	37.7	43.1	48.6
D	21.5	26.9	32.3	37.7	43.1	48.6
E	21.7	27.1	32.5	37.9	43.3	48.8
F	21.7	27.2	32.6	38	43.4	48.8
G	21.6	27.1	32.5	37.9	43.3	48.7
average	21.6	27.0	32.4	37.8	43.2	48.7

Table 5 SPL in the outside of enclosure by calculation

equipment	frequency (Hz)						SPL (O.A) (dB)	SL (O.A) (dBA)
	125	250	500	1K	2K	4K		
A	76.5	79.8	73.5	65.2	56.2	51.3	82.2	74.5
B	71.7	72.1	70.1	64	60.2	55.5	76.5	70.7
C	85.2	78.4	76.4	63.8	58.5	48.3	86.5	76.2
D	87.2	80.6	76.4	67.2	55	47.9	88.3	77.4
E	83.1	82.1	75.4	71.6	64.7	63.1	86.2	78
F	86.6	83.1	78.4	75.3	67.1	55.4	88.8	80.5
G	81.4	80.7	68.2	73.7	62.9	52.3	84.5	76.7

설비(15.6m^W×6.5m^L×4.2m^H)의 경우 source의 표면적이 B의 경우보다 훨씬 크기 때문에 상대적으로 음파의 반사면적이 증가(즉, 흡음면적이 감소)하여 방음효과가 감쇠되고 있음을 알 수 있다.

3.5 방음실에 의한 소음 감쇠 특성

Table 6은 계산 및 실측에 의한 소음감쇠량(NR)으로서, 계산에 의한 NR은 24.1~33.5dBA, 실측에 의한 NR은 13.9~24dBA의 감음 효과를 나타내고 있으며, 중심주파수별로는 1KHz 이상의 고주파 대역에서 측정치가 계산치보다 상당히 적게 나타나고 있음을 알 수 있다.

이와같이 고주파 대역에서 감음효과가 적게 나타나는 것은 고음역대에서 상당히 넓은 주파수 범위로 음에너지를 감쇠시키는데 효과가 크고, 공진에 의한 차음효과 감쇠를 방지하는 작용을 하는 흡음재(glass wool)⁵⁾에 의한 효과가 적었던 것으로 판단된다.

Fig. 6은 주파수별 평균 소음감쇠량으로서 125Hz 대역에서 이론치와 실측치와의 차가 1.3dB

Table 6 Noise reduction by enclosure(NR) (A-O.A : A-weighted overall)

equipment		frequency (Hz)						O.A (dB)	A-O.A (dBA)
		125	250	500	1K	2K	4K		
A	calc.	17.2	23	26.8	31.4	36.4	41.7	23.8	27.8
	meas.	14.4	22.6	19.4	17.8	16.6	18.5	19.5	18.6
B	calc.	19	24.8	28.5	33	37.9	43.2	28.5	33.5
	meas.	12.8	21.3	21.5	22.5	22.9	24.1	21.3	22.9
C	calc.	20.2	25.8	29.9	34.9	39.9	45.3	24.3	30.2
	meas.	18.1	21.1	26.8	24	17.5	16.2	20.7	21.2
D	calc.	17	22.7	26.6	31.4	36.5	41.8	20.5	26.3
	meas.	17.7	14.9	22.4	20.8	15.2	13.8	17.4	18.7
E	calc.	16.5	22.1	25.8	30.4	35.3	40.5	23.6	30.2
	meas.	17.5	21	19.6	23.6	23.5	28.8	21.7	24
F	calc.	11.8	17.7	21.4	25.9	30.9	36	18.1	24.1
	meas.	14.2	17.1	17.9	21.7	21.6	19.9	17.9	20.2
G	calc.	11.7	17.6	21.4	25.9	30.9	36.1	18.9	24.8
	meas.	9.4	13.8	6.5	16.2	13.3	10.7	13	13.9

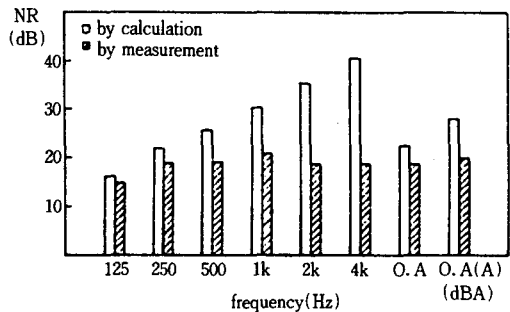


Fig. 6 Average NR by enclosure

로 가장 적게 나타났으며, 4kHz 대역에서 21.8dB로 가장 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

Table 7은 설비별 소음 감쇠량의 차로써, 이론치와 실측치의 차가 평균 8.2dBA를 나타내고 있으며, 방음실 크기가 작은 F 설비를 제외하고는 6.2~10.9dBA로서 비교적 고른 차이를 나타내고 있다.

Table 7 Difference of the NR between the calculation and the measurement

equipment	A	B	C	D	E	F	G	AVE.
difference(dBA)	9.2	10.6	9	7.6	6.2	3.9	10.9	8.2

4. 결 론

공장 설비소음에 대한 방음대책으로 많이 이용되고 있는 방음실(Enclosure) 설계시 고려해야 할 사항으로는 내부온도 및 음압의 상승 뿐만 아니라 방음재료들에 대한 투과손실, 흡음율, 방음벽체의 적용구조, 누음의 방지 그리고 일치주파수에 대한 예측등을 들 수 있다. 그러나 설계시 위에 열거한 사항들에 대한 정확한 data의 확보나 반영이란 그다지 쉬운 문제가 아니므로 방음실 설치후의 효과는 계산치와 차이가 있음을 시인하지 않을 수 없다.

- 1) 본 연구대상 방음실에 의한 방음실 설치후의 소음감쇠량은 이론치 보다 평균 8.2dBA 낮은 효과를 나타내고 있었으며, 주파수별로는 1KHZ 이상의 고주파 대역에서 큰 차이가 있었다.
- 2) 계산치와 실측치와의 차이는 3.9dBA~10.6dBA로 나타났으며, 설계자가 본 연구에서 나타난 결과를 방음실의 최적설계를 위한 기초자료로서 활용한다면 설계시 비교적 근사한 소음감쇠 효과를 기대하는데 도움이 될 것으로 믿는다.

참 고 문 헌

- 1) 日本建築學會, 騒音の評價法, pp. 205-212, 1980.
- 2) 日煥, 騒音振動, 世林社, pp. 87-93, 1980.
- 3) 李在宗, 방음커버의 설계, 환경관리인 연합회보, pp. 26-31, 1994. 3.
- 4) 吉岡光春, 工場騒音對策の實際, コロナ社, pp. 70-101, 1975.
- 5) 鄭一錄, 騒音·振動學, 新光出版社, pp. 116-143, 1984.
- 6) 정갑철, 고속 PRESS의 방음대책, 國際騒音·振動심포지움 및 韓國音響學會學術發表會論文集, pp. 150-153, 1989.
- 7) 차일환, 음향공학개론, 한신출판사, pp. 303-319, 1980.
- 8) 日本音響材料協會, 騒音·振動 對策 핸드북, 集文社, pp. 37-50, 1983.
- 9) 高木直樹外, 建築音響設計, 工學圖書株式會社, pp. 67-72, 1986.
- 10) 前川純一, 建築音響, 共立出版株式會社, pp. 103-116, 1978.
- 11) 최병호, 建築音響設計, 世進社, pp. 35-40, 1978.
- 12) 日本建築學會, 建築の遮音設計資料, 情報堂出版社, pp. 21-106, 1988.