



# 산업설비의 저소음화 기술

김 두 훈

(유니슨산업(주) 유니슨기술연구소장)

## 1. 머리말

최근들어 국민의 환경의식 향상과 더불어 조용하고 깨끗한 환경에서 살고자하는 국민의 욕구가 날이 갈수록 증가하고 있다. 특히 지난 30년간 공업화에 따른 사회구조의 변화로 인해 도시의 집중화와 고밀도화, 교통량의 증대 등 사회생활 양식의 급격한 변화에 따른 소음의 피해가 심각한 사회 문제가 되고 있으며 앞으로도 더욱 확대될 전망이다. '94년말 환경부의 환경오염 피해 분쟁 사건을 보면 해양 13%, 수질 17%, 대기 19%에 비해 소음·진동 분야가 51%를 차지하고 있으며 실제 민원 건수는 이보다 훨씬 많은 실정이다.

따라서, 소음에 관련된 법규도 점차 강화되어 이제 소음 문제는 작업장이나 기계의 운전시 으레히 발생하는 그냥 참고 지내야 하는 문제가 아니고 반드시 해결해야 하는 것으로 인식되고 있으며 또한 소비자들의 저소음 제품 선호로 관련 업계의 소음에 대한 연구개발 노력도 활발히 진행되고 있다.

본 고에서는 이러한 소음문제의 심각성을 고려하여 생산 시설과 관련된 산업설비에 의한 소음문제의 원인 및 대책을 검토하고 관련 업계에서 실시하고 있는 저소음화 기술 동향을 중점적으로 기술하고자 한다.

## 2. 소음방지 계획

### 2.1 소음방지 계획 단계

기존의 산업 시설에서 소음이 문제가 될 경우 이들로부터 발생하는 소음의 피해 정도를 조사하거나 장래의 개발 사업에 대한 소음도의 영향을 예측하기 위해 소음방지 계획을 수립하게 된다.

소음방지 계획 수립 시에는 산업시설의 작업 환경적 측면과 공해 방지적 측면을 동시에 고려하여야 한다. 즉, 공

해 방지적 측면만을 고려하여 실내 소음을 외부로 전파되지 않도록 한다면 작업환경에 많은 문제점이 유발될 것이며 그 반대 현상 또한 문제가 된다. 따라서, 소음 방지 계획은 소음 발생원에서 문제점을 해결하는 것이 중요하며 일반적으로 표 1과 같은 내용을 고려하여야 한다.

### 2.2 소음방지 대책

소음문제를 물리적인 관점에서 보면 그림 1과 같이 생각할 수가 있다. 즉 먼저 소음원이 있고 거기서 방사된 음이 공기중으로 전해져 거주지역에 도달하여 여러가지 영향을 미친다.

그림 1에 나타난 바와 같이 소음방지를 생각하는 경우에는 소음원, 전파경로, 수음측 각각에 대해 기술적으로 대책

표 1. 소음 방지 대책의 단계 및 내용

단 계	항 목	내 용
조 사	소음원 조사	음원과 수음자의 위치관계 음향 특성 운전작동 상태
	전파경로조사	공기전파, 구조물 전파 구분 전파 경로의 종류와 수
측 정	소음피해 상황 파악	소음 측정치와 규제치 비교 암소음 크기
해 석	필요 음향 감쇠량 산정	목표치 설정 소음원, 경로상 허용치 결정
	소음방지 기본 방침 설정	음원대책 각종 방지 대책의 검토 2차적 영향의 고려
시 공	구체적인 시설 설비 및 효과 파악	비용 및 기간 검토 현장 공사 감리 음향 측정 및 검사

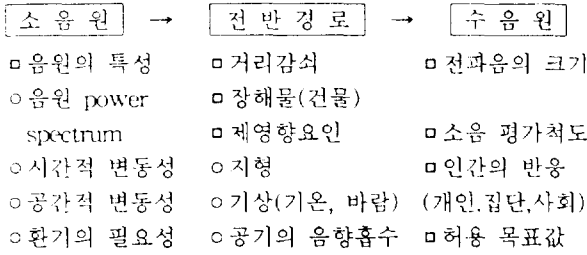


그림 1. 소음문제 접근 방법

이 가능한 요소를 가려내고 각각의 대책효과를 상대적으로 비교하여 전체적인 방지대책을 세우는 것이 중요하다.

소음방지대책이 필요한 경우를 크게 분류해 보면,

- ① 현실적으로 소음문제가 생기고 있는 경우
- ② 소음이 큰 장소에 건물 등을 짓는 경우
- ③ 어떤 환경에 새로운 소음원(도로, 공장 등)이 생김으로서 환경소음의 증대가 예상 되는 경우 등으로 생각된다. 이와 같이 조건이 달라짐으로서 소음대책의 구체적인 방법과 순서가 다르게 된다.

### 2.3 소음원별 대책방안

소음이 문제가 되는 경우는 매우 다양하나 일반적으로 산업현장에서 겪게 되는 소음문제에는 공장소음, 교통소음, 건축설비소음 그리고 건설 공사장 소음 등을 들 수 있다.

#### 2.3.1 공장 소음

소음원과 소음 전파경로를 추출하여 필요한 음향감쇠량을 산출한다. 소음원의 위치, 지형 등에 따라 경계선상의 소음레벨보다 경계선에서 떨어진 지점의 소음레벨이 크게 되는 경우가 있으므로 높이 방향의 소음분포에도 주목할 필요가 있다.

대책의 종류는 음원대책에서 차음벽의 설치, 개구부의 처리까지 여러가지이다. 대책 중의 가장 어려운 것은 반입구 등 개구부의 처리이다. 개구부를 덮어두는데 의한 작업환경의 악화에 대해서 공조설비 등 대책도 병행하여 실시해야 한다. 또한 진동의 대책을 동시에 생각해야 할 경우가 많고 방음벽이나 소음기 등의 설치에 있어 초저주파음이 발생하는 경우도 있다.

#### 2.3.2 도로 및 철도

도로 교통소음과 철도소음은 그 평가법이 서로 상이하므로 도로와 철도가 병행되고 있는 지역에서는 필요로 하는 대책량에 따라 모순이 생기는 경우가 많다.

대책으로는 방음벽, 절토 등 지형을 이용한 방음 셀터 등이 있다. 자동차의 셀터나 터널에 대해서는 배출가스용의 환기설비가 필요하며 그 소음의 대책도 함께 실시해야 한다. 철도소음의 경우는 구조체 진동의 기여가 크다는 것도 잊어서는 안된다. 또한 철도 소음은 궤도의 종류에 따라 발

생소음이 크게 달라지며 고가, 특히 강교에서의 발생소음이 크다.

#### 2.3.3 건물 및 건축설비

건축설비에 있어서 대표적인 소음원은 공조용 환기설비이다. 또 펌프 등의 진동이 소음원이 되는 경우도 있다. 소음방지계획에 있어서는 전파경로를 파악하는 것이 중요하다. 대책으로는 흡음덕트의 설치, 격벽, 슬래브의 차음량 증가, 기기 덕트 파이프의 방진 등을 들 수 있다.

건물의 외부에서 내부로 유입되는 소음을 차단하기 위해서는 건물 벽체의 차음성능을 개선하여야 한다. 주로 대상이 되는 소음원으로는 자동차, 철도차량, 항공기와 같은 교통기관과 피아노나 사람 발소리 등이 있다. 건물의 차음대책으로는 우선 새시 등 개구부는 될 수 있으면 면적을 좁게 한다. 보통 구조체의 차음량은 두께 15cm의 콘크리트 복합의 패널의 다중벽으로 할 경우 약 50 dB 이다. 피아노 연습실 등의 경우는 65~75dB정도의 커다란 차음량이 필요하므로 이와 같은 경우는 콘크리트 구조체 외에 차음층을 방진 지지한 구조로 한다. 개폐형 새시의 경우 차음량 값은 보통 15~20 dB 이다. 기밀형 새시를 사용하여도 한 겹의 경우 25~30 dB 가 한도이다. 그 이상의 차음량을 필요로 할 경우에는 이중 기밀형 새시 등 특수한 형태가 필요하다.

#### 2.3.4 건설 공사장소음

건설공사에는 표토의 제거 및 굴착에서 구조체 기초공사 등 커다란 기계력이 동원되므로 발생소음도 대단히 크다. 건설공사의 소음대책으로는 공사의 방법 건설기계에 대한 소음 경감대책이 실시된다. 건설공사소음은 발생레벨의 변동이 크고 발생시간 패턴도 불규칙하여 평가가 어렵다. 건설공사소음 대책으로는 공사주변을 둘러싸는 방음패널이 주로 이용되고 있다.

상기 설명을 참고로하여 소음원별 소음방지계획의 개요를 작성하면 표 2와 같다.

### 2.4 음원대책

#### 2.4.1 음원대책 고려방법

음원대책의 경우에 두 가지 종류가 있다. 하나는 비정상적으로 큰 소음을 평균적인 소음레벨까지 떨어뜨리는 대책이 있고 또 하나는 평균적인 소음으로 생각되는 정도의 소음을 더욱 줄이기 위한 대책이 있다. 전자는 기계의 고장원인, 즉 이상음의 발생원인을 탐사하고 개선하는데 따라 해결된다. 후자는 새로운 메커니즘의 고안이나 새로운 스타일의 기계 설치가 필요하다.

기계나 장치 등에서 소리가 발생할 때에는 반드시 그 기계나 장치의 일부에 그 소음의 발생원이 존재하며 음원대책의 진행 방법을 조목별로 살펴보면 다음과 같다.

- ① 가진력이 감소하도록 기구에 개선을 할 것
- ② 진동의 전파를 차단하도록 하는 기구로 할 것

표 2. 소음 방지계획의 개요

음원의 종류	계획의 개요
공장소음 방지계획	(1) 부지 경계선에서의 소음레벨이 규제기준 이하가 되도록 설계한다. (2) 공장건축물, 구조물에 의한 방음설계, 기계 자체 및 조합에 의한 방음설계의 계획을 세운다. (3) 기계의 배치를 바꾸든가 소음 레벨이 큰 기계를 부지 경계선에서 먼 곳으로 이전 설치한다.
도로교통소음 방지계획	(1) 환경 소음레벨을 초과하는 도로는 완전 차폐 또는 방음벽을 계획한다. (2) 노면계획을 충분히 검토하여 설계한다. (3) 특히 문제되는 주거지역의 주거 밀집지대를 통과하는 고속도로 등은 부분적으로 속도제한을 실시한다.
건설작업소음 방지계획	(1) 충격파괴형과 같은 작업 공정을 다른 공법으로 바꾼다. (2) 특히 함타, 강철판 등을 직접 박는 공법은 어스드릴로 뚫은 후 함타 작업을 하든가 진동 해머를 사용하는 공법으로 바꾼다. (3) 건설기계에 의한 소음은 차음벽에 의해 방음계획을 하는 등의 방법을 세운다.

- ③ 각 부분에 대한 고유 진동수를 변경하여 공명 현상을 제거하거나 개선하도록 할 것
- ④ 방사면을 제진처리하고 방사효율을 작게 할 것
- ⑤ 소음장치를 하든가 부분적으로나 전체적으로 밀폐대책을 실시할 것

2.4.2 음원의 종류에 의한 분류

2.4.2.1 연소소음

연소에 의한 발열에 의해 기체의 일부에 밀도변화 및 압력변화가 생겨 소음이 발생한다. 특히 착화면의 흔들림이 현저하게 발생하는 경우 그 흔들림의 진동수가 용기의 고유진동수와 일치할 때에는 큰 연소소음이 발생한다. 저주파수 스펙트럼 성분을 많이 함유하고 있는 것이 많다.

2.4.2.2 유체소음

고압기체의 분출이나 고속유체의 유출에 의한 분사음, 물체에 흐름이 부딪칠 때 그 후에 생기는 유동에 의한 후류음, 유체기계의 날개처럼 단위시간에 일정한 수의날개와 유체의 충격회수에 의한 충격음으로 분류된다.

2.4.2.3 기계적 소음

고체와 고체의 접촉이나 충돌에 기인하는 타력적 소음과 고체 자체의 진동에 기인하는 자력적 소음으로 구별되며 대개는 그 양방의 원인을 동시에 포함한다. 예를 들면 톱니바퀴 소음은 맞물림에 의한 소음성분과 원판의 진동에 의한 소음성분의 합성에 의한 소음이다. 기계적 소음에는 왕복운동 관성력 회전운동 불균형 등이 가진력이 되는 경우가 많다.

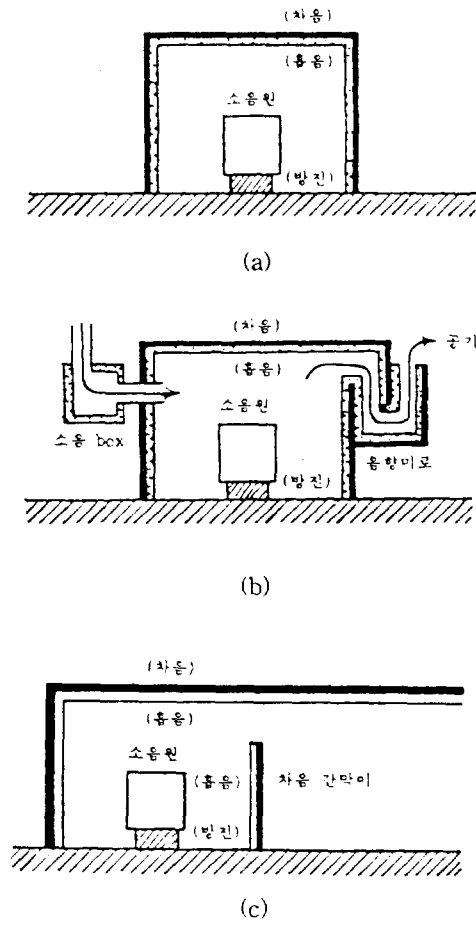


그림 2. 소음원 대책의 예

2.4.2.4 전자적 소음

전자적인 원인, 즉 전자작용으로 인한 반복적인 흡인력과 반발력이 가진력이 되어 각부를 진동시켜 소음이 발생한다. 특히, 이 주파수가 고정자나 고정자 철심의 고유진동수와 일치할 때에는 큰 공진음이 발생한다.

또 통풍소음이 함께 발생하는 수가 많고 때로는 싸이렌이나 기적소리와 같은 소음을 수반하는 경우가 많다. 소음원이 어떤 큰 음을 발생하여 이것이 문제가 되는 경우에는 가능한 소음원 가까운 곳에 방음대책을 세우는 것이 중요하다.

그림 2는 기계류를 예로하여 소음원 대책의 기본적인 방법을 보여주고 있다. 이러한 종류의 대책에서 중요한 것은 (A)에서 보여준 것과 같이 가능하면 소음원을 감싸 넣어서 음이 외부로 나가지 않도록 하는 것이다. 이 경우 차음재 재료로서 투과손실이 큰 것을 사용함과 동시에 내부에 충분한 흡음력을 갖도록하는 것이 필요하다. 그러나 운전이나 조작상 완전히 주위를 감싸는 것이 불가능한 경우도 많다. 이 경우에는 그림 (B), (C)와 같은 방법을 참고로 하여 개별적인 대책연구가 필요하다. 또한 소음원에 대한 특성, 즉 파

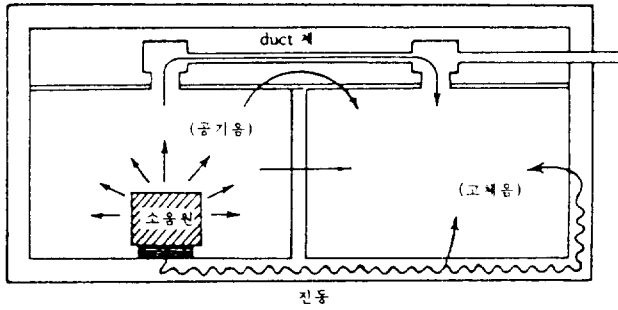


그림 3. 각종 소음전파 경로

위레벨 spectrum, 지향성, 변동특성 (정상성, 간헐성, 충격성 등), 진동의 유무 등을 측정하여 파악해 두는 것이 좋다.

### 2.5 전파경로 대책

주어진 조건에서 소음원의 발생출력이 정해져 있는 경우 전파경로에서의 소음방지대책을 고려해 볼 필요가 있다. 이 경우에 우선 필요한 것은 소음의 전파경로를 정확하게 파악 또는 예측하는 것이다. 예를 들면 그림 3은 소음전파 방식으로 공기전파경로와 고체전파경로 양측이 문제되는 경우로서 이와 같은 경우에는 벽의 차음성능을 높게 하는 것 등의 공기전파음에 대한 대책만으로는 불충분하고 기계를 방진 지지하든가 진동 전파경로 도중에서 절연하는 방법이 필요하다.

소음전파에 착안하여 방지대책상 고려해야 할 적절한 방안으로는 다음 항목을 들 수 있다.

#### (1) 전파거리

소음원에서 멀어지는 만큼 음은 작게 되므로 조건이 허락하는 한 소음원과 소음 영향을 받는 수음점 사이의 거리를 크게 취한다.

#### (2) 배치계획

소음원의 위치가 정해져 있는 경우에는 소음이 영향을 받기 쉬운 부분을 가능한 소음원에서 멀리 배치하도록 한다. 또 소음의 영향이 문제가 안되는 건물·시설 등을 소음원과 사이에 배치함으로써 큰 소음저감 효과를 기대할 수 있다.

#### (3) 방음벽 등의 설치

소음원과 그 영향을 받는 부분과의 사이에 방음벽 등을 설치하고 회절감쇠 효과에 의한 소음저감을 꾀한다. 방음벽의 소음원측에 흡음처리를 할 때의 효과는 직접 회절 감쇠치에 대해서는 2-3dB 증가되며 도로와 같이 방음벽을 평행하게 설치할 경우 내부에서 음의 다중 반사를 막는 효과가 있다.

#### (4) 기 타

기타의 대책으로 전파거리가 긴 경우에는 지표면을 흡음성이

높은 나무를 심어서 방음림을 설계하는 등의 방법도 있다. 이 경우 음향적인 효과 이외에 소음원을 시각적으로 피하는 것과 같은 심리적 효과가 크다. 녹지대에 따른 대책에서는 수목류의 효과 보다는 거리 거리감쇠를 크게 하는 것이 의미가 크다.

### 2.6 수음측 대책

건물 등 소음의 영향을 받는 측에서의 방지대책으로서는 이미 언급한 배치 계획 등의 충분한 검토가 필요하지만 외부 부하로서 소음이 큰 것이 결정적일 때는 건물 혹은 일부 구간의 차음 성능을 높이는 것이 유일한 방법이다. 이 경우 원칙적인 사항으로서는 제일 먼저 소음 투과면이 되는 벽체의 투과손실을 크게 하는 것이 필요하지만 이것과 동시에 실내의 흡음력을 크게 해두는 것을 잊어서는 안된다.

실제의 건물에서는 바깥 벽면에는 창 등의 개구부가 포함되어 있는 것이 보통으로 일반적으로 이부분의 차음성능에 따라서 전체의 차음성능이 결정될 때가 많다. 따라서 외부 소음이 큰 환경조건의 경우에는 기밀성이 높은 창새시를 사용하거나 이중창 구조로 된 창을 사용할 필요가 있다. 또 환기설비를 만들 경우에도 불필요한 개구부를 만들면 이부분에 의해서 전체의 차음성능이 현저하게 떨어지므로 환기 개구부를 외부 소음이 낮은 쪽으로 만들고 차음성능이 충분히 고려된 기종이나 소음장치를 포함한 덕트시스템 등을 사용할 필요가 있다.

## 3. 소음 이론

앞에서 소음 방지대책으로 소음원대책, 전파경로 대책 그리고 수음측대책에 관하여 전반적으로 살펴보았다. 이들 대책을 효율적으로 세우기 위해서는 각 단계에서 음의 전파 특성을 파악하여 방음에 관련한 차음도 및 흡음율 등을 계산하여야 한다. 여기서는 이들 방음대책 수립시 주로 사용되는 소음에 관련된 이론을 정리하여 본다.

### 3.1 실내공간에서의 음의 전파

그림 4와 같이 실내에 소음원이 놓여져 있는 경우 소음원 근처에서의 소음도는 거의 직접음에 의하여 결정되지만 (직접음장) 어느정도 떨어진 지점에서의 소음도는 벽, 바닥 또는 천정 등의 반사음 영향에 의하여 일정한 상태의 소음도(잔향음장)가 유지된다.

소음원 S로부터 r(m) 떨어진 지점(S')에서의 소음도는 완전 확산음장이란 가정하에 근거를 둔 기하학적 음향이론으로부터 다음식이 얻어진다.

$$SPL = PWL + 10 \log \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) (dB)$$

여기서, SPL : S'지점에서의 소음도(dB)

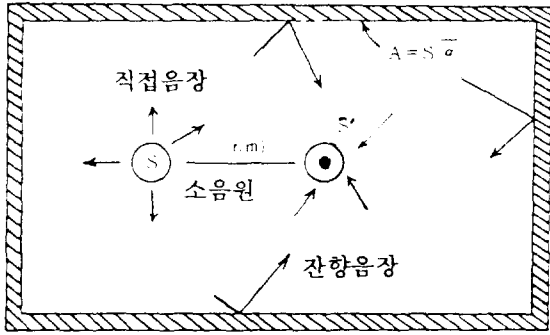


그림 4. 실내 음장의 분포

- PWL : 음원의 음향파워레벨(dB)
- Q : 지향지수
- r : 음원으로부터 측정점까지의 거리(m)
- R : 실정수 ( $= \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$ ) (m<sup>2</sup>)
- S : 실의 표면적(m<sup>2</sup>)

### 3.2 차음이론

소음방지 대책시 가장 우선적으로 고려해야 하는 이론적 개념이 차음이론이다. 즉 소음원으로부터 전파되는 음향파위를 차음재로서 차단하기 위한 방법이다.

#### 3.2.1 기본개념

수직입사음에 대한 투과율 및 그에 따른 투과손실은 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\text{투과율}(\tau_t) = \frac{I_t}{I_i}$$

$$\text{투과손실(TL)} = 10 \log \frac{1}{\tau_t} \text{ (dB)}$$

여기서,  $I_i$ ,  $I_t$ 는 입사음 및 투과음의 강도(Intensity)를 나타낸다.

#### 3.2.2 질량법칙

그림 5와 같이 무한히 넓고 얇은 균질 단일벽에 평면진행파가 입사각  $\theta$ 로 입사하는 차음 구조에 대하여 검토해 보자.  $P_i$ ,  $P_r$  및  $P_t$ 를 각각 입사음, 반사음 및 투과음의 음압이라고 하고  $\theta_i$ ,  $\theta_r$  및  $\theta_t$ 를 각각 입사각, 반사각 및 투과각이라고 하고, 근사적으로  $\theta_i = \theta_r = \theta_t$  라고 하면 균질 단일벽은 양면의 압력차( $\Delta P$ )에 의해 면의 수직방향으로 속도  $U_o$ 로 진동하게 된다. 이때 벽면 음압의 연속조건은 다음과 같다.

$$P_i + P_r - P_t = \Delta P = ZU_o$$

여기서,  $Z$ 는 벽의 음향 임피던스이며 이로부터 음압과 매질의 물성치 및 속도 성분과의 관계식을 적용하면 다음과 같은 단일벽의 투과손실을 구할 수 있다.

$$TL_0 = 10 \log \left[ 1 + \frac{Z \cos \theta}{2\rho c} \right]^2$$

상기식에서  $TL_0$ 이 최대가 되는 경우 ( $\theta=0$ )에 대하여 공기의 물성치 및 차음재의 실용적인 사용조건을 적용하면 다음식을 얻는다.

$$TL_0 = 20 \log(fm) - 43 \text{ (dB)}$$

여기서  $f$ ,  $m$ 은 입사음의 주파수(Hz) 및 벽의 면밀도이며 이식을 균질 단일벽의 수직 입사음에 대한 질량 법칙(mass law)이라고 한다. 즉 벽의 질량 또는 주파수가 2배가 되면 차음도는 6dB 증가하게 된다. 실제 차음재의 투과손실은 주파수의 범위에 따라 차음효과가 결정되며 일반적으로 그림 6과 같이 강성제어 영역, 질량제어 영역 및 한계주파수

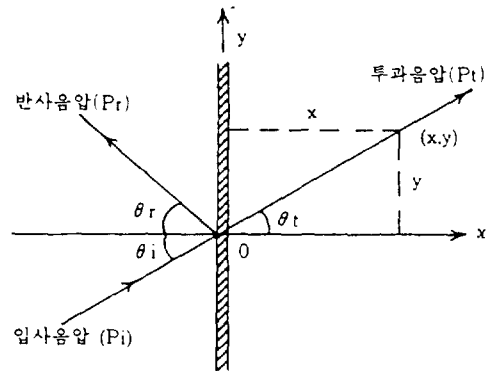


그림 5. 질량법칙 개념도

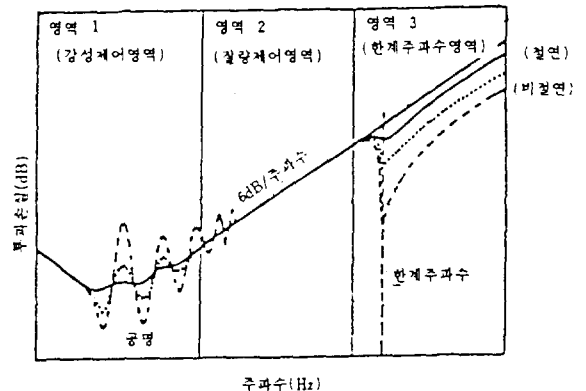


그림 6. 주파수 특성별 차음효과

영역으로 나누어진다.

### 3.3 흡음이론

소리에너지를 열에너지로 변환시켜 감쇠시키는 방법으로 서 확산 또는 반확산음장을 형성하는 것으로 실내의 소음 방지대책으로서 많이 활용되고 있다.

#### 3.3.1 기본개념

재료의 흡음율과 실내벽면의 평균흡음율은 다음과 같이 정의된다.

$$\text{흡음율}(a) = \frac{I_i - I_r}{I_i}$$

$$\text{평균흡음율}(\bar{a}_i) = \frac{\sum S_i a_i}{\sum S_i}$$

$$\text{흡음력}(A) = S \bar{a}_i$$

#### (1) 다공질형 흡음재

다공질형 흡음에 관계되는 주요인자로는 밀도 (연성, 탄성), 두께, 기공율, 구조계수 및 흐름저항 등이며 소리가 이러한 흡음재에 전파되면 벽과의 마찰 또는 점성저항 및 소섬유의 진동에 의하여 소리에너지의 일부가 기계적 에너지인 열에너지로 소비되어 소음도가 감쇠되는 것이다.

강벽에 소리가 입사할 경우 정재파가 생겨 벽면으로부터  $\lambda/4, 3\lambda/4, \dots$ 와 같은 곳에서 소리의 속도가 최대가 된다. 따라서, 이러한 위치에 흡음재를 설치하면 흡음효과를 극대화할 수 있으며 무향실 내부에 흡음재를 부착할 경우 이러한 원리를 이용하여 흡음재의 길이를 정한다.

#### (2) 판(막) 진동형 흡음재

강벽과의 사이에 두께 L(m)만큼의 공기층을 두고 면밀도  $m(\text{kg/m}^2)$ 인 재료로 마감하였을 경우, 폐쇄된 공기층은 용수철과 같은 작용을 하여 판(막)진동을 일으키게된다. 이때의 공명주파수( $f_r$ )는 실험적으로 다음과 같이 구해진다.

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho C^2}{mL}}$$

여기서,  $\rho$  : 공기의 밀도 ( $\text{kg/m}^3$ )

C : 음속 (m/s)

한편, 재료가 탄성을 갖고 판진동을 하는 경우 음압이 가해졌을 때 두변이  $a \times b$ 인 구형판에서는 주변이 고정되어 공명주파수는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \times$$

$$\sqrt{\frac{\rho C^2}{mL} + \frac{\pi^4}{m} \left[ \left(\frac{p}{a}\right)^2 + \left(\frac{q}{b}\right)^2 \right] \frac{Eh^3}{12(1-\sigma^2)}}$$

여기서, p, q : 임의의 정수

E : 판의 영률( $\text{N/m}^2$ )

h : 판의 두께 (m)

$\sigma$  : 포와송비

#### (3) 공명형 흡음재

공동에 구멍이 뚫린 모양의 공명기에 소리가 부딪히면 공명주파수 부근에서 구멍부분의 공기가 심하게 진동하여 마찰열로서 소리에너지가 소비된다. 즉 파장에 비해 크기가 작은 공동은 속의 공기가 용수철과 같이 작용하여 기계적으로 용수철에 추를 매달은 단일 진동계와 같은 운동을 하게 되는데 이를 헬름홀츠(Helmholz) 공명기라 하며 공명주파수는 다음과 같이 계산된다.

$$f_0 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{V}} \text{ (Hz)}$$

여기서, C : 음속 (m/s)

G : 구멍 부분의 전도성 ( $=S/l_e$ )

S : 뚫린 구멍의 단면적 ( $\text{m}^2$ )

$l_e$  : 뚫린 구멍부분의 실효길이(m)( $=1 + \delta$ )

$\delta$  : 판단보정치 ( $\approx 0.8d$ )

d : 목부분의 직경 (m)

V : 공동용적 ( $\text{m}^3$ )

### 3.4 소음기 이론

주로 기류음의 방지에 사용하는 것으로 차음 또는 흡음과 달리 "기체는 통과하지만 기체와 동반된 음파는 통과시키지 않는것" 이라고 간단히 생각하면 된다. 따라서, 소음기는 공조덕트 기구, 공기 압축기의 흡·배기구, 진공펌프의 배기구 등에 설치하여 사용하고 있다.

소음기의 형식은 표 3에서 보는 바와 같이 그 감음기구에 따라 흡음형, 팽창형, 간섭형, 공명형 등 4가지로 구분된다. 팽창형은 음파의 팽창, 수축시 에너지 손실을 이용한 것이고 공명형은 관로에 목부분을 설치하고 여기에 공동을 연결하여 공명을 일으켜 음파의 에너지를 공동부의 공기진동으로 흡수하는 형식이고 간섭형은 음파가 전파되는 경로 차이를 해당 음파의 1/2 파장으로 하여 음의 간섭효과에 의하여 음을 감쇄시키는 것이고 흡음형은 관로의 벽에 흡음물질을 부착하여 흡음하는 형식이다.

### 3.5 밀폐이론

소음원대책으로 가장 효과적인 것이 음원을 둘러 싸는

표 3. 소음기 형식별 감음기구 및 주 구성품

종류	감음기구	주구성품	성능 영향요소
흡음형	-흡음재의 흡음면에 의하여 음향 에너지 흡수	-흡음재 -유공철판	-흡음재 흡음율 -마감 천의 통기성 -유공철판의 구멍치수
팽창형	-음파의 팽창, 수축시 에너지 손실 -진행파와 단면 반사파의 간섭에 의한 에너지 소멸	-단면변화가 큰 동공	-동공의 치수 -입출구의 단면변화 비율
공명형	-음파와 공명관 내의 공기가 공진을 일으켜 공명관 내의 공기 진동으로 에너지 소멸	-소음 음향관 -음향관 주변 동공	-음향관 치수 -소공 직경 및 개수 -동공 용적
간섭형	-음파의 경로 차이에 의한 간섭으로 에너지 상쇄	-주관 -분기관	-주관 통과경로 길이 -분기관 통과 경로 길이

표 4. 밀폐대책의 기본개념

구분	방음실 내부 음압레벨	방음실 외부 파워레벨
과장에 비하여 작은 방음실	SPL = 20 log P + 94 SPL = PWLs - 40 logf - 20logV + 81 (dB)	PWLs - PWLt = 40logf + 20LogV - 10 logSp + TL - 81 (dB)
과장에 비하여 큰 방음실	SPL = PWLs + 10log ( $\frac{4}{R} + \frac{Q}{4\pi r^2}$ ) (dB) (SPL = PWL - 10LogR + 6)	PWLs - PWLt = TL - 10log ( $\frac{Sp}{S} \times \frac{1-\bar{\alpha}}{\alpha}$ ) (dB)
비고	P : 음원의 음압 (N/m <sup>2</sup> ) V : 방음실의 체적 (m <sup>3</sup> ) R : 실정수 (m <sup>2</sup> )	Sp : 방음실 외부 표면적 S : 방음실 내부의 전표면적(m <sup>2</sup> ) $\bar{\alpha}$ : 흡음재의 평균 흡음율

밀폐대책이며 일반적으로 방음실(enclosure)로 알려져 있다. 그러나 소음원을 밀폐시는 내부의 음압이 상승되므로 차음, 흡음, 방진 및 환기방안 등이 대책전에 충분히 고려되어야 한다. 밀폐대책의 기본 개념은 표 4와 같다.

### 3.6 방음벽의 이론

#### 3.6.1 기본개념

방음벽의 효과는 우선적으로 전파경로차  $\delta$ 에 의하여 결정된다.  $\delta$ 는 그림 7과 같이 소음원(S)으로부터 벽 상단부를 거쳐서 수음점(P)으로 이어지는 경로와 소음원에서 수음

종류	기본구조	감음특성
흡음형		감음량(dB) 주파수(Hz) 
팽창형		감음량(dB) 주파수(Hz) 
공명형		감음량(dB) 주파수(Hz) 
간섭형		감음량(dB) 주파수(Hz) 

그림 7. 소음기 형식별 기본구조 및 감음 특성

점으로 직접 이어지는 직선 경로와의 차로 주어진다. 즉

$$\delta = A + B - d \text{ (m)}$$

소음의 주어진 주파수 성분에 대해서  $\delta$ 가 클수록 벽의 음차단 효과는 증가한다. 그러나 벽의 효과는 궁극적으로 음파의 굴절과 대기중에서의 산란효과 때문에 제한을 받게되어 실제 효과적으로 얻을수 있는 감쇠량은 25dB 이상을 넘지 못한다. 벽의 회절 효과는 Fresnel No.의 함수로서 다음과 같이 주어진다.

$$N = \frac{2\delta}{\lambda}$$

여기서,  $\lambda$  : 음의 파장(m)

$\delta$  : 전파경로차(m)

방음벽의 효과는 실험적으로 구한 근사공식을 이용해서 위에서 정의한 Fresnel No.의 함수로 계산된다.

$$D_B = 20 \log \left( \frac{\sqrt{2\pi N}}{\tanh \sqrt{\pi N}} \right) + 5 \text{ (dB)} \quad (N \geq -0.2 \text{ 인 경우})$$

$$D_B = 0 \text{ (기타의 경우)}$$

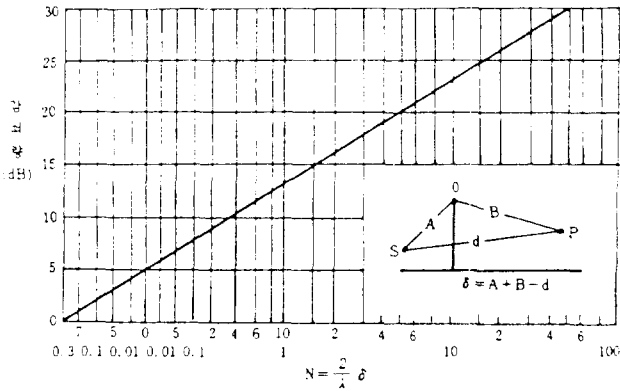


그림 8. 방음벽에 의한 소음 감쇠량

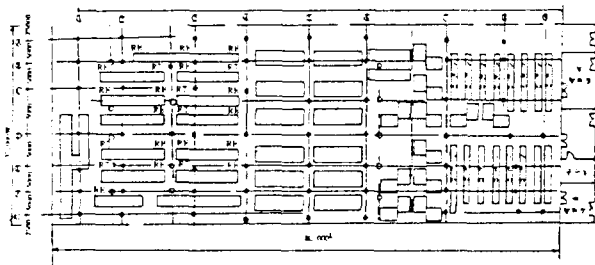


그림 9. 자동삽입기 배치도

방음벽에 의한 소음 감쇠량은 그림 8에서 보듯이 Fresnel No. 가 증가할수록 커지며 Fresnel No.는 주파수 함수이므로 결국 방음벽의 효과는 저주파수보다는 고주파수 성분에 대해 항상 효과적이다.

#### 4. 소음대책 사례

1) 개요 : PANA, AVI, VCD, SEQ, CHIP Mounter 등 80 여대의 비디오 회로기용 자동삽입기(Auto Inserting M/C)가 그림 9에서 보는 바와 같이 80m<sup>L</sup>×35m<sup>W</sup>×3.5m<sup>H</sup>의 실내에 설치되어 100 여명의 작업자들이 81~90 dB(A)의 고주파수 소음에 노출되어 있어 작업환경상 대책이 요망된다.

##### 2) 소음 측정결과

실내 소음도 측정결과 최소 81dB(A), 최고 90 dB(A)로 평균 85.4 dB(A)의 큰 소음레벨을 보이고 있으며 위치에 따른 전체(Overall) 소음 측정 결과는 표 5에 나타내었으며 주파수별 소음도는 그림 10과 같다.

##### 3) 대책방안

현재 생산라인이 가동중이므로 작업공정상 지장이 없는 방안으로 표 6과 같이 여러항목을 비교·평가하여 소음감쇠량은 적으나 시공이 간단하고 가격이 저렴한 흡음폼을 실내 천정부와 벽체부위에 부착하였다.

표 5. 실내 지점별 소음도(말호안은 대책 후 측정값임)

구분	①	③	⑤	⑦	⑨
Ⓐ	82(76)	85(80)	83(77)	86(81)	84(78)
Ⓑ	83(77)	85(80)	85(80)	88(84)	-
Ⓒ	84(78)	85(81)	85(80)	90(86)	-
Ⓓ	85(81)	85(81)	85(80)	90(85)	85(80)
Ⓔ	85(80)	85(81)	85(80)	89(84)	-
Ⓕ	85(80)	85(80)	84(80)	89(84)	-
Ⓖ	85(79)	84(79)	84(79)	88(83)	85(80)

표 6. 소음대책방안 비교표

방안		A	B	C
구분	천정부	흡음매트	흡음배플 (G/W50t)	흡음폼 (25t)
내용	벽체부	-	흡음매트 + 흡음커튼	흡음폼
소음감쇠량(dBA)		5	10	5~6
평	내화성	양호	양호	양호
	내구성	양호	양호	양호
	경제성	보통	고가	저렴
가	외관성	양호	양호	양호
	시공성	불량	보통	간단
	효과성	보통	우수	보통
권장 방안		×	×	○

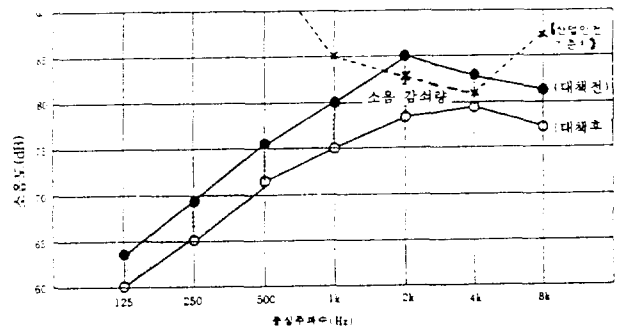


그림 10. 주파수별 소음도

##### 4) 결과 및 평가

① 실내 평균소음도는 소음대책전 85.4 dB(A)에서 대책 후 80.5 dB(A)로 약 5 dB(A)가 감소되었다.

② 대책방안에서 검토한 소음감쇠량 추정은 5~6 dB(A)였으나 실제 측정결과 거의 유사한 결과를 얻어 만족할 만하다.

③ 기계라인중 가장 시끄러운 곳은 Axial Line으로 인접 가공라인으로 소음이 전파되지 않도록 방음 스크린 (이동식 칸막이)을 설치하면 5 dB(A) 내외의 추가 소음감소효과를



기대할수 있을 것이다.

④ 각 주파수별 소음도분석 결과 대책 전에는 2000Hz와 4000Hz 대역에서 산업안전 기준소음도를 초과하였으나, 대책 후에는 기준치 이내의 양호한 소음상태를 나타내고 있다.

5) 종합평가 및 제언

전자제품 생산 공정상 많은 면적과 작업자를 필요로 하는 자동삽입기실에 대한 흡음품 소음대책 결과 보다 쾌적한 작업 환경이 조성되어 생산성 향상에 기여할 것으로 사료된다.

### 5. 맺 음 말

산업이 발달할 수록 소음원도 점차 다양해지고 일반인의 소음의식 향상으로 소음문제는 이제 심각한 사회문제가 되고있으며 앞으로 더욱 확대될 전망이다. 산업현장의 소음문제는 작업자의 건강을 해칠 뿐만 아니라 작업효율 저하로 인한 제품의 생산성이나 품질의 저하를 초래한다. 특히, 반도체 등 초정밀 제품을 생산하거나 첨단 실험시설의 경우 과도한 소음은 제품의 수율이나 실험결과에 절대적인 영향을 미친다. 따라서, 산업설비에 의한 소음문제는 그동안 많이 다루어져 왔으므로 공장을 신설하거나 새로운 설비를 설치할 경우 사전에 관련 소음전문가를 활용하여 소음문제를 철저히 검토하여 산업현장이 최적의 소음환경이 이루어지도록 해야 할 것이다.

#### 참 고 문 헌

[1] 김두훈, "공조설비의 소음·진동", 한국소음·진동공학회지, 4권 2호, pp.116-123, 1995  
 [2] 정일록, 소음·진동 이론과 실무, 신광문화사, 1991

[3] 일본 음향재료협회, 소음·진동대책 핸드북, 집문사, 1983  
 [4] 이출재, 작업환경소음진동학, 동화기술, 1993  
 [5] 김두훈, "공사장의 소음·진동 모니터링", 한국소음·진동공학회 건설공사장 환경관리 강습회, PP.27-55, 1994  
 [6] Irwin, J.D. and Graf, E.R., Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, 1979  
 [7] Harrold, L., William, S.G. and Evensen, H.A., Noise Control for Engineers, McGraw-Hill, 1980

### 저 자 소 개



#### 김두훈(金斗勳)

1960년 4월 3일생. 1982년 3월 서울대 공대 기계설계학과 졸업. 1984년 3월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(석사). 1991년 12월 호주 MONASH University 기계공학과 졸업(공학박). 1984년 3월 - 1987년 4월 대우 중공업(주) 선각설계부. 1992년 1월 - 1993년 6월 MONASH University 연구원. 1993년 9월 - 1994년 3월 (주) 대우 기획조정실. 1994년 4월 - 현재 유니슨산업(주) 유니슨기술연구소