

소음저감장치의 안전설계

1993. 10. 31

729



한국산업안전공단
KOREA INDUSTRIAL SAFETY CORPORATION
산업안전연구원
INDUSTRIAL SAFETY RESEARCH INSTITUTE

제 출 문

한국산업안전공단 이사장 귀하

본 보고서를 산업재해예방기술의 연구개발 및 보급 사업의 일환으로 수행한 “騒音低減裝置設置에 관한 技術指針”의 최종보고서로 제출합니다.

1993. 10. 31

주관연구부서 : 산 업 안 전 연 구 원
기 계 전 기 연 구 실
연구 책 임 자 : 선임연구원 방 태 규

序 文

騒音が 끼치는 影響은 일시聽力損失, 영구聽力損失 등의 직접적인 것뿐만 아니라 작업도중 소음이 原因이되어 일어나는 사고 등 精神的, 身體的, 社會的인 影響 즉, 간접적인 영향은 그 예를 일일이 들기도 어려울 정도로 우리 生活에 밀접한 關係를 맺고 있습니다.

勞働部에서 발간한 1992년도 産業災害分析 통계에 따르면 騒音으로 인한 난청 자수가 제조업 職業病 재해자수의 42%에 이르고 있습니다. 騒音으로 인한 被害가 일시에 나타나는 것이 아니고 평소에 累積된 結果라는 점을 인식할 때 豫防的 차원의 대책이 절실하다 하겠습니다.

본 技術指針書에서는 騒音을 일으키는 발생원 즉, 소음원에 대한 概念과 대책을 세우는 方法 등에 대하여 살펴보고 騒音源에 가장 인접한 작업자에게 防音效果를 줄 수 있는 騒音低減裝置인 방음덮개, 머플러 등을 설치할 때 유용한 도움을 줄 수 있는 安全設計에 대하여 記述하였습니다.

본 指針書가 不足하나마 産業現場에서 널리 活用되어 騒音으로 인한 災害를 豫防하는 데 조금이나마 寄與할 수 있게 되기를 바랍니다.

1993. 10. 31.

산업안전연구원장

목 차

1. 머리말	3
2. 騒音源 對策	5
2.1 騒音源 防止技法	5
2.2 騒音源의 分類	7
2.3 機械的 騒音과 對策	8
3. 防音덮개의 安全設計	23
3.1 設計時 考慮事項	23
3.2 騒音源의 密閉	23
3.3 防音덮개 内部의 音壓레벨	25
3.4 防音덮개 外部의 音壓레벨	26
3.5 防音덮개에 의한 音壓上昇	27
3.6 防音덮개 外部의 임의점의 감쇠량	27
3.7 防音덮개의 방진	28
3.8 機械의 密閉에 의한 換氣必要量	30
4. 머플러의 安全設計	31
4.1 머플러의 種類	31
4.2 膨脹型(Expansion Type) 머플러	32
4.3 共鳴型(Resonance Type) 머플러	34
4.4 干涉型(Interference Type) 머플러	36
4.5 吸音챔버(Absorbing Chamber)	36
4.6 吸音덕트(Absorbing Duct)	37

5. 맺음말	41
참고 문헌	42

1. 머리말

騒音이란 듣는 사람에게 좋지 않은 느낌을 주는 음의 總稱이다. 느낌이 좋은
가 좋지않은가는 사람의 主觀的인 判斷에 의한 경우가 많으며, 이것을 客觀的인
물리량에 의해 명확히 定義하는 것은 不可能에 가깝다. 아름다운 음악이라도 전
화통화에 방해가 되면 騒音이 되는 것이다. 그러나 일반적으로 騒音이라고 생각
되는 것에는 특히 커다란 음, 불쾌한 음색이나 충격성음, 음악이나 음성의 聽取를
방해하는 음, 주의집중이나 作業을 妨害하는 음 등을 들 수 있다.

騒音은 사람에게 여러 影響을 미치는데 직접적인 것과 간접적인 것으로 나눌
수 있다. 시끄러운 직장에서 근무하는 사람이 難聽으로 되는 것은 가장 直接的
인 影響일 것이다. 처음에는 귀가 멀게되지만 시끄러운 場所로 부터 멀어지면
자연히 회복한다. 그러나 충분히 회복되기 전에, 다시 騒音에 노출되는 것을 오
랜 기간 反復하면, 결국에는 영구히 回復할 수 없는 難聽이 되고 만다. 소위 직
업성 難聽이 된다. 그 정도는 아니라도, 騒音으로 인해 대화나 TV의 음이 잘들
리지 않기도 하고, 騒音이 크고 시끄러운 기분이 들기도 하는 것은 결국 直接的
인 影響이라고 말할 수 있다.

다음에 간접적인 影響은, 말하자면 騒音이 原因이 되어 일어나는 것으로 騒音
源과 그사람과의 관계나 다른 환경조건, 또는 健康狀態나 精神狀態 등에 따라 크
게 左右된다. 그리고 不快感(Annoyance) 등으로 표현되는 情緒的 被害, 休息, 睡
眠 등의 妨害, 作業이나 精神集中 妨害 등으로 되며, 騒音이 더욱 심하게 되면, 두
통, 위장장애 등의 신체적인 影響이 발생하기도 하고, 불평 등의 社會的 反應이
생기게 된다. 불평도 처음에는 個人에 의한 散發的인 것인데 이것이 크게되면
집단적인 行動으로 發展된다.

勞働部에서 發刊한 1992년도 産業災害分析 統計에 따르면 騒音으로 인한 難聽
者數가 제조업 職業病 災害者數의 42%에 이르고 있다. 이러한 現實을 勘案할 때
事業場内の 騒音방지 對策이 절실한 반면 事業主나 勤勞者들의 騒音問題에 대한

認識이 낮아 問題解決의 걸림돌이 되고 있다. 따라서 본 指針에서는 騒音問題에 대한 認識을 提高하는 한편 事業場에서 騒音源에 인접한 作業者에게 防音效果를 줄 수 있는 騒音低減裝置인 防音 덮개나 머플러등을 設置할 때 有用한 도움을 주는 것을 目的으로 하였다.

2. 騒音源 對策

機械에서 發生되는 騒音레벨의 크기, 즉 騒音値는 인간에 比喩하면 體溫과 비슷하다. 機械도 움직이기 때문에 인간과 같이 일정한 體溫, 즉 騒音을 가지고 있다. 인간이 병이나면 체온이 올라가는 것같이, 機械도 原因이 생기면 騒音이 매우 크게 된다. 이러한 騒音을 發生하는 기계 등을 騒音源이라 하며 소음원 對策에는 2가지가 있다.

하나는 이상하게 큰 騒音을 보통의 騒音레벨까지 내리는 對策이고, 또 하나는 보통의 騒音레벨이라고 생각되는 정도의 騒音레벨을 더욱 低減하는 方法이다. 前者는 機械의 병의 원인, 즉 이상음의 發生原因을 調査하여 改善하는 것에 의해 해결된다. 後者는 새로운 mechanism의 開發이나 새로운 스타일의 機械 開發이 必要하고, 시대의 진보에 따라 改善되거나 또는 외부의 要請에 의해 급속히 改善이 進行되는 것도 많다.

2.1 騒音源 防止技法

機械나 裝置 등으로부터 음이 發生하고 있을 때, 반드시 그 機械나 裝置의 일부에 騒音源이 存在하고 있다는 것을 認識해야만 한다. 그 騒音은, 機械고체면의 振動인 경우도 있고, 개구부에 대한 공기의 振動인 경우도 있다. 따라서 이러한 騒音을 低減하기 위한 對策으로서는 다음과 같은 技法 등이 사용된다.

2.1.1 가진력을 低減하는 技法

못을 칠 때에 망치를 이용하면 가진력은 큰데, 드라이버를 利用하면 가진력은 작게 되고 騒音의 發生도 없게 되는 것같이, 각종 機械에 대해서도 이와 같은 발상을 할 필요가 있고, 機械設計에서 이것이 가장 基本的이면서 重要な 問題가 된다.

2.1.2 波動이나 왜란의 發生을 低減하는 技法

같은 強度의 가진력이 작용해도 波動이나 왜란의 發生이 작게 되도록 考案하는 것이 必要하다. 예를들면 증기나 가스의 고속분출구의 形象을 變化시켜 왜란을 작게하고, 따라서 분출음을 어느 정도 低減할 수 있다.

2.1.3 振動의 傳達을 遮斷하는 技法

스프링을 끼워서 방진지지를 하기도 하고, 고무나 특성 임피던스가 다른 재료를 插入하므로써 波動의 전달을 絶緣하는 것이 可能하다. 여기서 특성 임피던스란 材料의 密度와 波動傳達 속도의 곱으로, 이 값이 현저히 다른 2개 材料의 境界에서는 波動의 반사가 일어난다. 또 斷面積을 變化시키는 것에 의해서도 波動의 反射가 可能하다.

2.1.4 각부에 대한 固有周波數를 變更하여 公明현상을 除去, 또는 개선하는 技法

傳達되는 波動의 周波數 계산과 각부의 고유주파수 檢討가 중요하다. 樂器를 예로 들면, 바이올린 현의 振動은 통의 공명에 의해 큰 방사음이 발생되고 피리의 入口部에 생기는 칼만소용돌이는 관의 길이방향의 공명에 의해 특유의 방사음이 발생하는 것같이, 機械에서도 공명에 의해 큰 騒音을 방사하기 때문에 그 반대로 對策을 세움으로써 騒音을 低減할 수 있다.

2.1.5 放射面에 대해 制振하는 技法

큰 騒音을 방사하고 있는 진동면의 振動을 제진하는 것에 의해 방사음을 低減할 수 있다. 材料를 제진재료로 交換하든가, 뎀핑재를 삼입, 또는 附着하는 것에 의해 振動에너지를 材料內部에서 消耗시키는 方法을 생각할 수 있다.

2.1.6 振動으로부터 音의 放射效率을 작게 하는 技法

가령 제진효과는 작아도 유연한 材料를 진동면의 외면에 附着함으로써 振動이 음파로 轉換되는 것을 작게 하고, 騒音을 작게 하는 것을 생각할 수 있다. 또 면의 넓이가 크면 낮은 周波數의 방사음이 크기 때문에, 면을 細分化하는 것에 의해 저주파의 방사효율을 低減시키는 것도 必要하다.

2.1.7 消音裝置의 付着, 部分的인 커버, 全體的인 密閉裝置 등을 設置하는 技法

공기의 吸入口나 가스의 토출구에 消音器나 흡음덕트 등을 장착하는 것이 必要하다. 이 경우 消音器의 設計理論에는, 집중정수이론, 분포정수평면파이론, 擴散음장이론등이 있기 때문에, 適用을 잘 하는 것이 必要하다. 또 機械의 一部 또는 全體를 密閉하는 것도 有效하다. 가정용 냉장고의 모터나 콤프레셔 등도 밀폐시킨 機械의 한 예이다. 단, 密閉하면 공간내부에서는 음압이 증대되고, 또 振動이 외관에 傳達되면 외판에서의 방사음이 增大하기 때문에, 設計나 對策에 있어서는 충분한 배려가 必要하다.

2.2 騒音源의 分類

騒音源 對策을 系統的으로 進行하기 위해서는 일정한 分類가 必要하며 아래에 그 分類의 一例를 나타낸다.

2.2.1 機械振動의 有無에 의한 分類

(1) 機械振動에 의한 경우

衝擊, 接觸, 往復運轉의 관성력, 회전력의 불일치, 전자력 등이 가진력이 되고, 機械振動에 의해 發生한다.

(2) 機械振動에 의하지 않는 경우

가스의 연소, 폭발, 분출, 기류, 비동, 맥동, 와류, 화학변화 등에 의해 발생하고, 機械振動은 수반되지 않는다.

2.2.2 動力전달에 의한 分類

(1) 동력부에서의 騒音

機械에는 반드시 동력부(또는 가진력작용부)가 있고, 여기로부터 動力이 傳達된다. 이 부분의 커다란 충격력이나 토오크變動, 불평형력이 기계의 騒音이나 진동의 주요한 발생원의 하나로 된다.

(2) 動力傳達部에서의 騒音

동력부에서의 변동압력 파동은, 전달축, 베어링, 기어, 체인, 벨트, 덕트 등을 거쳐 전달된다. 또 각부에 대한 접촉, 마찰 등에 의해 새로운 騒音이 발생한다.

(3) 작업부에서의 騒音

작업부의 소음은, 機械的 작업에 의한 騒音과 유체적 作業에 의한 騒音으로 분류된다. 전자는 충격, 절삭, 회전 등 여러가지이며, 후자는 유압, 양수, 송풍 등 많은 種類가 있다.

(4) 고정부에서의 騒音

프레임, 기초대 등 소위 고정된 부분에서 發生하는 소음은 주로 진동에 의한 방사음이며, 機械각부를 傳達되어 온 파동이 공진현상을 일으킬 때 큰 放射音으로 된다.

2.3 機械的 騒音과 對策

2.3.1 衝擊이나 接觸에 의한 振動의 發生

物體를 당기면 音波가 放射된다. 그때 物體를 조사해 보면 振動하고 있는 것이 확인된다. 어느계의 고유주기와 比較하여 Δt 의 짧은 時間에 가진력 F 가 가해

졌을 때, 질량을 m , 스프링정수(강성)를 k , 진동변위를 χ 로 하면, 다음 식이 성립된다.

$$m \frac{d^2 \chi}{dt^2} + k \chi = F \quad (2.1)$$

여기에서, 條件을 $t < 0$ 일때 $F=0$, $\Delta t > t \geq 0$ 일때 $F=F_0$, $t > \Delta t$ 일때 $F=0$ 로 놓고
윗식을 풀어보면

$$\chi = \frac{F_0}{\sqrt{mk}} \sin \omega_0 t \quad (2.2)$$

로 되고, 衝擊에 의해 자유진동이 유발된다. 여기서 ω_0 는 고유각진동수이다.

衝擊時間이 Δt 일때 Δt 가 0에 가까우면 低周波에서 高周波까지 均一한 연속스펙트럼을 가진 단위임펄스가 된다. 즉 전주파수성분을 가진 구동력에 의해 고유진동수가 유발되게 된다. 機械의 内部에서는 충격적인 접촉을 하는 부분이 많은데, 충격력을 低減하도록 하는 방법이 必要하다.

2.3.2 억지력에 의한 振動의 發生

엔진이나 콤프레서의 배핏밸브를 급격히 닫을 때처럼, 힘이 作用하여 그대로 持續될 경우에는 식(2.2)에 있어서 條件을 $t < 0$ 일때 $F=0$, $t > 0$ 일때 $F=F_0$ 로 놓고 풀면

$$\chi = \frac{F_0}{k} (1 - \cos \omega_0 t) \quad (2.3)$$

로 되고 억지력에 의해서도 자유진동이 發生한다.

2.3.3 往復運動에 의한 振動의 發生

往復運動을 반복하고 있는 部分에서는, 慣性力에 의한 振動이 發生한다. 예를 들면 그림1과 같은 피스톤 크랭크기구에 있어서 피스톤부의 質量을 m_p 로 하면, 慣性力 F 는

$$F = m_p \omega^2 r \left(\cos \theta + \frac{r}{\ell} \cos 2\theta \right) \quad (2.4)$$

와 같이 近似的으로 표시된다. 즉, 크랭크각 θ 에 의해 F 는 크게 變動하여 가진력으로 되고, 振動을 誘發한다.

윗 식의 우변 제1항은 제1차 慣性力으로, 이것을 消滅시키기 위해서는 크랭크와 반대측 r' 의 位置에 평형추 m' 을 設置하여

$$m' = \frac{r}{r'} m_p \quad (2.5)$$

로 놓으면 좋은데, 그렇게 되면 새롭게 직각 方向으로 불평형력 $m'r'\omega^2 \sin \theta$ 가 發生하기 때문에 效果는 없다. 그래서, 一般的으로 水平方向과 直角方向의 慣性力을 모두 半減하도록 m' 를 윗식의 반으로 하면 全體적으로 가진력은 減少한다.

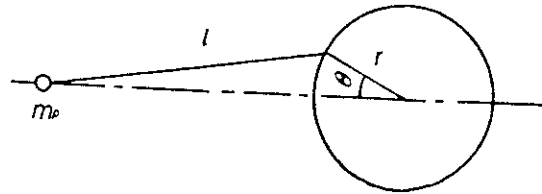


그림 1 피스톤 크랭크기구

또, 우변 제2항의 제2차 慣性力에는 계수 r/l 이 붙어 있고, 이 값은 $1/3 \sim 1/5$ 이기 때문에 제2차 관성력은 그다지 큰 影響은 없다. 그러나, 다실린더기계에서 平衡이 좋은 경우에는 이 慣性力을 무시할 수 없게 된다. 이 平衡에는 2θ 즉, 2배의 회전속도 축을 設置하는 것이 必要하고, 자동차에서는 사일런트샤프트라고 불리고 있다.

2.3.4 回轉運動에 의한 振動의 發生

回轉하고 있는 部分의 回轉中心이 中心點과 一致하고 있지 않은 경우에는 중

심으로부터 거리 r 만큼 떨어진 位置에 不平衡質量이 存在하는 것이 되므로

$$F = mr\omega^2 \quad (2.6)$$

의 힘이 發生한다. 이것이 회전운동을 하고 있는 부분에 생기는 가진력이 되기 때문에, 이것을 平衡시키기 위해서는 모든 方向의 힘의 합이 0이 되도록 하면 좋다. 즉,

$$\sum F_i = 0 \quad (2.7)$$

이것을 정적평형이라 한다. 또 回轉軸에 직교하는 하나의 면에서 거리 l 의 위치에 불평형 질량 m 이 존재하는 경우에는 회전력 M 이 생겨

$$M = Fl \quad (2.8)$$

의 가진 모멘트가 발생하기 때문에 이것을 평형시키기 위해서는 각 모멘트의 합성이 0이 되도록 하면 좋다. 즉,

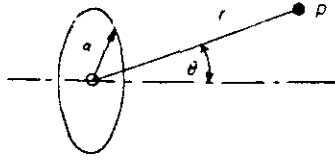
$$\sum M_i = 0 \quad (2.9)$$

이것을 동적평형이라 한다.

2.3.5 振動에 의한 騒音의 放射

(1) 피스톤 진동면에서의 放射音

지금, 무한히 넓은 벽의 一部에서 반경 a 의 원판이 피스톤 振動을 하고 있다고 하면, 振動速度를 $u_0 \exp(j\omega_0 t)$ 로 했을 때, 圓板中心點에서 垂直方向에 대해 傾斜角 θ , 거리 r 인 점 p 가 충분히 떨어져 있다면, 다음식에 의해 음압 P_p 이 구해진다.



(그림 2) 振動원판에서의 騒音放射

$$p_n = j \rho c \frac{a}{r} u_n \exp [j(\omega_n t - K_n r)] \times \left[\frac{J_1(k_n a \sin \theta)}{\sin \theta} \right] \quad (2.10)$$

여기서, n 은 주파수성분을 나타낸다.

원판중심선상에서 가장 먼 점에서는 다음과 같다.

$$p_n = j \omega_n u_n \rho \frac{a^2}{2r} \exp [j(\omega_n t - k_n r)] \quad (2.11)$$

(2) 實際 振動面에서의 放射音

실제 機械의 표면에서는 피스톤 振動이라는 것은 거의 없고, 복잡한 振動모드를 갖고 있다. 진동면을 MN 메시로 分割하고, 각 메시를 無限大 배플중에서의 점음원이라고 假定하면, 바둑면상의 음장을 형성하는 제 JK 메시 ΔS_{JK} 에 의한 거리 r_{JK} 점의 속도 포텐셜 $\Delta \phi_{JK}$ 는, 振動面の 진동속도를 U_{JK} 로 하여

$$\Delta \phi_{JK} = \frac{U_{JK} \Delta S_{JK}}{2 \pi r} \exp [j(\omega t_{JK} - k r_{JK})] \quad (2.12)$$

따라서 速度 포텐셜의 총합 ϕ 는

$$\phi = \sum_{J=1}^M \sum_{K=1}^N \Delta \phi_{JK} \quad (2.13)$$

음압 P 는 속도포텐셜 ϕ 와 空氣密度 p 에서

$$p = j \rho \omega \phi \quad (2.14)$$

여기에서, 공간의 임의점에 대한 음압레벨 L_p 는 P 와 공역복소수성분 $\bar{p}$ 로부터 다음식이 나타난다.

$$L_p = 20 \log \frac{\sqrt{p \cdot \bar{p} / 2}}{p_0} \quad (\text{dB}) \quad (2.15)$$

여기서, p_0 는 $20 \mu\text{Pa}$ 이다.

지금 하나의 진동원판 (두께 4.5mm, 직경 300mm, 주변고정)에 대한 振動을測定하여 式에 의해 放射音의 음압레벨을 예측한 計算結果의 一例를 나타낸다.

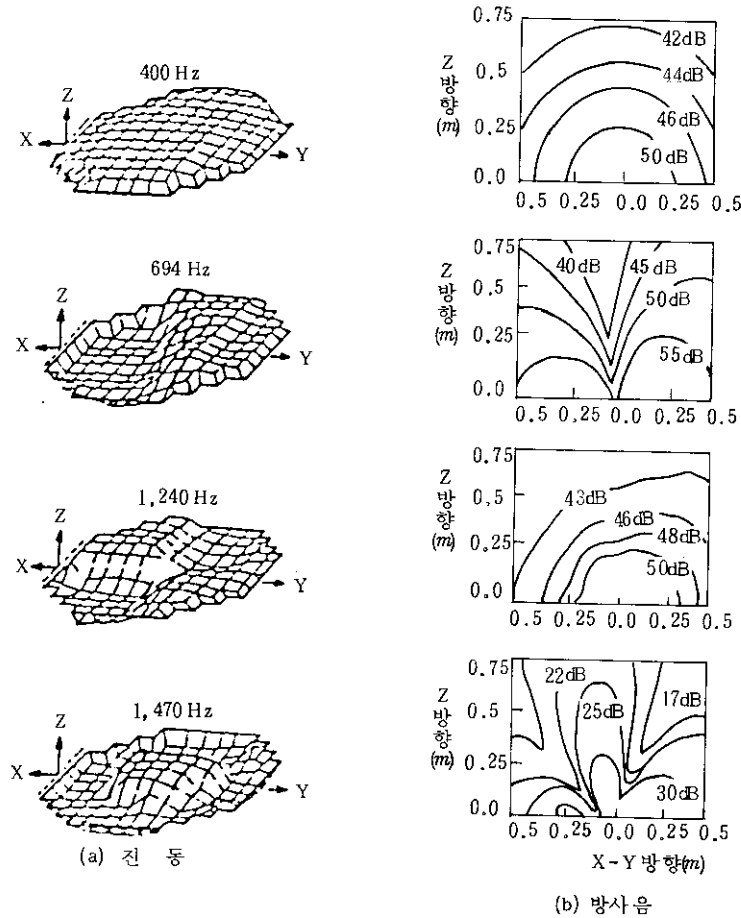


그림 3 원판의 진동과 방사음

2.3.6 機械的 騒音의 騒音源 對策

(1) 發生原因의 糾明과 除去하는 技法

機械的 騒音은, 가진력, 波動의 전달, 공진, 振動面에서의 騒音의 放射라고 하는 순서로 發生한다. 따라서, 이러한 제인자를 억제하는 것에 의해 騒音은 低減된다.

(2) 충격력, 가진력을 低減하는 技法

못을 칠 때에 망치를 利用하면 振動이나 騒音은 큰데, 드라이버를 利用하면 振動도, 음도 크게나지 않는다. 機械에 대해서도 이와 같이 발상을 轉換하여 메커니즘을 개선, 저소음 機械設計法을 확립하는 것이 必要하다.

(3) 緩衝支持를 하는 技法

衝擊力을 低減하는 하나의 方法으로써 緩衝支持가 있다. 질량 m 의 물체가 속도 V 로 衝突할 때 중간에 스프링정수가 k 인 스프링을 넣으면 충격력 F 는 다음식에 近似하게 된다.

$$F = \sqrt{k m} \cdot V \quad (2.16)$$

(4) 방진지지를 하는 技法

振動傳達防止의 하나로서 彈性支持가 있다. 振動하고 있는 機械에 가진력 F_0 가 作用하고 있을 때, 機械 밑에 스프링을 設置하는 것에 의해, 바닥에 가해지는 전달력 F_t 는 다음식으로 구해진다.

$$F_t = F_0 \cdot \sqrt{\frac{1 + [2\zeta(f/f_0)]^2}{[1-(f/f_0)^2]^2 + [2\zeta(f/f_0)]^2}} \quad (2.17)$$

여기서, ζ 는 감쇠비 ($\zeta = C/C_0$), f_0 는 固有振動數이다. 감쇠가 없든가 극히 작은 경우에는

$$F_t = \left| \frac{F_0}{(f/f_0)^2 - 1} \right| \quad (2.18)$$

식(2.17), (2.18)식에서, F_1 / F_0 값을 振動傳達率이라 하고, 이 값이 $\sqrt{2}$ 이상에서 방진지지로 되고, 一般的으로 $f/f_0 > 3$ 으로 設計한다.(그림4)

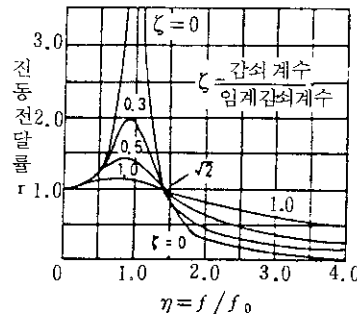


그림 4 振動傳達率

(5) 동적흡진을 하는 기법

機械나 배관이 振動하여 困難할 때, 또 그것에 의해 騒音이 클때, 작은 補助振動系를 부가하여 振動을 줄이는 것이 가능하다. 이것을 동적흡진이라 한다. 이 원리는 그림 5와 같이 2 자유도계로 함으로써 공진점을 겹치지 않게 하여 다음식이 成立한다.

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + C(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

이것을 풀면, x_1 이 작게 되는 條件을 구할 수 있다. 振動倍率 $\frac{x_1}{x_{st}}$ 는

$$\frac{x_1}{x_{st}} = \sqrt{\frac{(2h\xi)^2 + (\xi^2 - \phi^2)^2}{(2h\xi)^2 (\xi^2 - 1 + \mu\xi^2)^2 + [\mu\phi^2\xi^2 - (\xi^2 - 1)(\xi^2 - \phi^2)]^2}} \quad (2.20)$$

여기서,

$$\mu = \frac{m_2}{m_1}, \quad \omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$$

$$\phi = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad \xi = \frac{\omega}{\omega_1}$$

$$x_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad h = \frac{C}{2m_2\omega_1}$$

이며, x_1/x_{st} 의 값이 작게 되도록 하면 좋다.

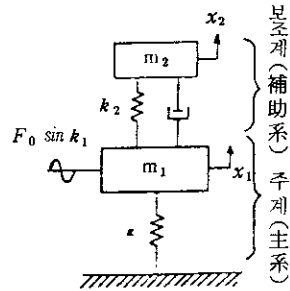


그림 5 동적흡진

(6) 機械를 許容振幅以內로 진정시키는 技法

방진에만 너무 신경을 쓰다보면, 방진지지에 의해 바닥면의 振幅은 작게 되어도, 기계의 진폭이 限界値를 넘어 精度가 低下하는 것은 어쩔수가 없다.

방진지지를 했을 때, 기계의 질량을 m , 고유각진동수를 ω_0 , 외력을 $F_0 \sin \omega t$, 감쇠비를 ζ 로 하면, 진폭 x_0 는

$$x_0 = \frac{F_0}{m} \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_0\omega)^2}} \quad (2.21)$$

$\zeta = 0$ 되면

$$x_0 = \left| \frac{F_0}{m} \frac{1}{\omega_0^2 - \omega^2} \right| \quad (2.22)$$

이기 때문에, 진폭 x_0 가 許容限界値 이하로 되도록 노력하는 것이 必要하다.

즉, 기계의 振動加速度레벨 L_a (Reference Level: 10^{-5}m/s^2)은 다음식으로 주어진다.

$$L_a = 20 \log \frac{F_a}{m} + 20 \log \left| \frac{(f/f_0)^2}{1-(f/f_0)^2} \right| + 97 \quad (2.23)$$

(7) 固體内部의 波動을 遮斷하는 技法

축이나 관을 전달하는 波動을 途中에서 遮斷하기 위하여, 도중에 고무나 합성 수지재료를 插入하는 것은 有效한데, 그것은 특성 임피던스의 차가 큰 만큼 에너지 反射率이 크게 된다. (그림 6)

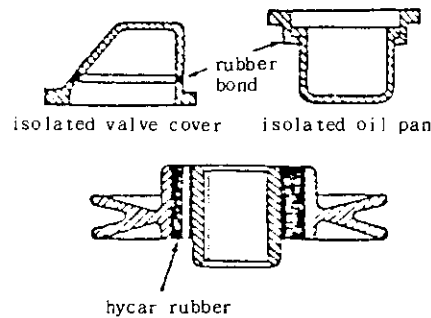


그림 6. 振動遮斷 (밸브커버, 플리의 예)

(8) 振動面을 制振하는 技法

音波를 크게 방사하고 있는 振動面을 제진하는 것이 效果가 있다. 여기서 제진이란, 振動에너지를 열에너지로 變換하는 것을 말한다. 제진합금으로서는, 복합형 강자성형, 전위형, 쌍정형 등의 종류가 있고, 이중에서도 쌍정형의 제진효과가 가장 크다. 商品例로서는 Sonostone (54.25% Mn, 37% Cu, 4.25% Al, 3% Fe, 1.5% Ni), Incramute (58% Cu, 40% Mn, 2% Al) 등이 있다.

제진합금외에 첨부형 또는 샌드위치형 댐핑재가 있고, 이것을 利用하여 제진판에서의 放射音을 수 dB 低減하는 것도 可能하다.

(9) 방사효율을 低減하는 技法

유연한 고무는 제진에너지를 열에너지로 變換하는 能力, 즉 제진능력은 없어도, 이것을 表面에 貼付하는 것에 의해 放射音을 저감하는 것이 可能하다. 振動이

音波로 轉換되는 효율이 작게되기 때문에, 그 效果는 크지않다.

2.3.7 기어의 騒音

(1) 기어騒音의 發生原因

기어는 機械的 接觸에 의해 동력이나 회전을 傳達하고 또 회전수나 회전방향을 변환하는 것을 목적으로 한 機械要素이기 때문에 騒音振動의 원인을 대별하여 기어 자체에 있는 경우와 기어 이외에 있는 경우로 나뉘진다. 어느 경우도 맞물림, 즉 기어와 기어의 反復接觸과, 이 가진력에 의한 기어판의 고유진동에 따라 생기는 소음이 주체이다. 기어소음에 대해서는 많은 研究가 있는데 分類해보면 다음과 같다.

㉠ 기어의 맞물림에 의한 것

기어의 회전속도가 N (rpm)이고 이의 수가 Z 라면, 맞물림은 매초 $NZ/60$ 회의 비율로 되기 때문에

$$f = n \frac{NZ}{60} \quad (\text{Hz}) \quad (2.24)$$

의 소음 성분이 크게 발생한다. 여기서 n 은 양의 정수로, 이 주파수가 원판의 고유 진동수와 일치하는 부근에서 騒音의 극대치가 생긴다. 또 회전속도가 증대하면音が 높게 된다. 기어 이에 이상이 있는 경우에는 다음과 같이 알 수 있는데, 특정한 기어 이에 이상이 있으면 그 기어 이의 맞물림수에 상당하는 周波數에 대해 큰 騒音が 발생한다. 또, 기어이면 오차에 의해 큰 分離가 있는 경우에는 맞물림은 1번, 또는 2번 빠지게 되어 위의 식의 n 은 분수로 된다.

㉡ 기어의 圓周方向 固有振動에 의한 것

기어의 맞물림에 따라 기어전체에 원주방향의 강제력을 받기 때문에 원주방향의 振動이 發生한다. 이때 다음식이 성립된다.

$$m \frac{d^2 \chi}{dt^2} + D \frac{d \chi}{dt} + K \chi = F + K e(t) \quad (2.25)$$

여기서, m 은 기어의 平均質量으로 $m = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$, K 는 기어날의 스프링계수, F 는 기어날에 가해진 힘, e 는 기어날의 형상誤差에 따른 함수, D 는 감쇠계수이다. 정상회전 때는 위식 우변의 강제항만의 해석으로 충분하고, 이 정상진동은 F , e , K 의 주기적 變動 크기에 의해 결정된다. 이때의 平均固有周波數 f_0 는 다음과 같이 表示된다.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \frac{K(t)}{m} dt} \quad (2.26)$$

기어의 맞물림에는 1대 맞물림과 2대 맞물림이 상호 反復되어, 그때 가진력이 생기는 것과 함께 스프링정수 k 의 값도 변하기 때문에, 고유진동수 값도 시간적으로 一定範圍에서 반복되게 된다. 이것에 의해 發生하는 騒音은 진동과 같이 주기적 波형을 나타내고, 그 周波數 特性의 형태도 유사한데, 반드시 同一하지는 않다. 즉 원주방향 固有振動에 의한 騒音의 크기에 그것 만큼 큰 레벨은 아니다.

㉔ 기어의 반경방향 軸方向 固有振動에 의한 技法

기어의 맞물림에 의해 원주방향의 진동이 생겨, 기어면은 동적인 하중이 걸리고, 축의 진동을 유인하여, 半徑方向의 진동이 생김과 함께 軸方向의 振動을 일으킨다. 즉, 반경방향이나 축방향의 진동은, 원주방향의 진동을 가진력으로 하여 생긴 강제진동이라고 볼수 있다. 또, 騒音放射量은 축방향의 振動에 의한 것이 가장 크다.

이상의 기어소음 原因으로서로는 기어자체, 예를들면 기어이면의 정도가 불량한 경우에 騒音은 增大한다. 또 기어 이면의 정도가 충분해도 축의 강성이 작은 경우나 베어링이 不良한 경우, 축의 회전모멘트가 不均一한 경우에는 기어에 아무 이상이 없어도 소음은 증대하기 때문에, 原因을 찾을때는 충분한 注意가 必要하다.

(2) 騒音源 對策

- 가진력인 맞물림에 의한 하중의 低減
- 원주방향 자유진동의 低減 對策
- 축방향자유진동의 低減 對策
- 軸의 강성 強化
- 편심지지를 피함
- 베어링의 래디얼틈을 채움
- 제진재료의 適用
- 이형수정

기어의 騒音源 對策의 一例를 들어보면 다음과 같다.

먼저, 기어소음의 原因이 기어자체에 있는가, 外部에서의 가진력에 있는가를 明確히 할 필요가 있다. 騒音を 周波數 分析하여 어떠한 周波數 성분이 피크를 構成하고 있는가를 調査하여, 그 피크는 어떤 계산에 따라 구해지는 數值인가를 檢討한다. 만약에 맞물림에 原因이 있을 것이라고 豫想될 때는, 회전속도를 變化시켜 周波數성분의 變化를 조사하고, 그 맞물림이 어떤지를 확인한다.

회전속도를 變化시킴에 따라, 그 주파수성분이 없어지는 것도 있는데 그 경우에는 공진이 아닌가 調査할 필요가 있다. 또 모터의 전원주파수에 기인하는 경우나, 부하측에서의 強制振動數의 전달에 기인하는 경우도 많다.

기어자체에 發生原因이 있는 경우에는, 형상오차, 피치오차, 압력 각 오차 등에 대하여 순차적으로 조사하고 특히 피니언 기어의 법선피치 誤差 등을 調査한다. 또, 실제로 기어 절삭시의 오차나, 마찰, 하중에 의한 변형, 이물질의 혼입, 백래시 등을 조사한다. 백래시는 커도 작아도 안된다. 축에 치짐이 생길 때에도 기어騒音은 크게 된다.

2.3.8 베어링의 騒音

베어링의 騒音에 대해서는 예전부터 많은 研究가 말해지고 있는데, 구름베어링에 대해서 그 원인을 分類해 보면 다음과 같다.

(1) 전동체의 轉動에 起因하는 騒音

전동체의 轉動에 기인하는 騒音이란 전도체가 궤도면을 구르는 것에 의한 교번력이 원인이 되고, 궤도면의 自由振動을 유발하여 발생하는 騒音이다. 궤도면의 고유진동수에는, 궤도면의 굽힘에 의한 것, 외륜의 軸方向에 의한 것 및 각 방향에 의한 것을 들 수 있다.

이중에서 가장 큰 騒音을 발생하기 쉬운 것은 궤도륜의 굽힘 固有振動數의 소음으로 4,000 ~ 5,000Hz의 성분이 이것에 상당한다. 또 2,000 ~ 3,000Hz의 성분은 축방향 고유진동수의 騒音이라고 推定된다. 자유진동에 의한 소음은, 회전속도를 변화해도 周波數는 거의 변하지 않는다. 또 그 發生原因의 하나는 궤도면이나 전동체 표면의 조그만 오차로서, 이 오차에 따라 스프링을 넣어 교번력이 발생하고, 이 힘의 反復에 의해 궤도륜의 자유진동이 誘發된다.

이 소음의 주파수성분은 일반적으로 高音域으로, 騒音의 크기나 성분은 부하에 따라 변화한다. 또 틈의 크기에 따라서도 變化한다.

(2) 轉動體의 通過에 기인하는 騒音

轉動體가 래디얼하중의 연직하방에 왔을 때와, 對稱位置에 왔을 때에는, 전동체에 作用하는 힘은 變化를 하고, 또 축중심을 상하로 振動하는 교번력을 발생한다. 이 교번력은, 轉動體의 공전속도와 전동체 수의 곱으로 표시되는 회전수만 발생하기 때문에, 이 周波數의 騒音을 發生한다. 이와 같은 전동체 通過에 기인하는 진동소음의 發生防止를 위해서는, 적당한 예압과 틈간의 체결이 유효하다.

즉, 이 소음의 周波數성분은 一般的으로 저음역이다.

(3) 요철에 의한 騒音

궤도면에 미소한 요철이 있는 경우에는, 이것에 의해 振動과 비틀림형태의 소음이 발생한다. 이 騒音은, 베어링의 回轉速度에 비례하여 주파수성분이 變化하

고, 꽤 귀에 성가신 소음이다.

베어링을 기계에 조립한 경우, 궤도면의 요철이 현저하면, 축이 흔들리는 상태로 되는 것으로, 振動으로서의 問題가 크다.

(4) 베어링의 스프링 作用에 의한 騒音

베어링은 전동체와 궤도면 사이에서 탄성접촉을 하기 때문에, 스프링에 의한 기계체결로서 取扱된다. 運轉 條件이 나쁜 경우에는, 스프링의 作用이 현저히 되어, 振動이나 騒音의 原因이 된다. 이 경우, 騒音은 一定周波數의 騒音과 周波數가 변동하여 랜덤음으로 되는 騒音으로 分類된다.

後者は 트러스트진동의 주기에 의해 일종의 可變스프링진동계로서 作用하는 경우에 생기는 것이 많다.

브라켓 軸方向의 굽힘 固有振動數와 트러스트 振動數의 비에 의해 左右되고, 래디얼 振動에 대해서도 같다고 할 수 있다.

이와 같은 騒音이나 振動防止를 위해서는 潤滑條件의 改善, 예압, 래디얼 틈의 체결, 付着誤差의 檢討, 강성의 增大 등에 유의 하는 것이 必要하다.

(5) 흙이나 녹, 먼지에 의한 騒音

궤도면에 흙이나 먼지가 있는 경우에는, 각각 독특한 음색의 연속음이 발생한다. 흙이 있을 때는 ‘따따따따’라고 하는 강한 음으로 되고 먼지의 경우에는 ‘꼭꼭’ 소리와 같은音を 낸다. 轉動體에 흙이나 녹이 붙은 경우에는 不連續적으로 音이 發生한다. 가끔 쟁그렁거리는 소리가 나는 것은 거의 이와같은 경우이다. 이 對策으로서는 當然하지만, 부품의 교환, 흙이나 이물의 제거, 세정 등이 必要하다.

3. 防音덮개(Package)의 安全設計

3.1 設計時 考慮事項

騒音源으로부터 放射되는 騒音を 低減하는데에, 첫째로 바람직한 것은 音源으로부터 放射되는 騒音 그 자체를 작게하는 것이지만, 둘째로 생각할 수 있는 것은 密閉이다. 防音덮개의 설계를 할때 유의하지 않으면 안되는 점은 다음의 5가지이다.

- 1) 방진
- 2) 차음
- 3) 흡음
- 4) 환기
- 5) 개구부의 소음

防音덮개에 대한 진동차단이 우선 필요한데, 이것을 무시하면 아무리 차음을 증가해도 외부의 騒音은 작아지지 않는다. 방음덮개의 차음효과를 증가시키기 위해서는, 경우에 따라서는 이중벽으로 하딘가 내부에 댐핑재를 샌드위치형으로 접착한 패널(Panel)을 사용하는 수도 있다. 또 遮音效果는 방음덮개의 안쪽을 흡음성으로 하지 않으면 效果를 기대할 수 없다.

3.2 騒音源의 密閉 (Enclosure)

3.2.1 波長에 비해 작은 防音덮개

機械에 防音덮개를 하면, 우선 문제가 되는 것은 防音덮개 내부의 음압상승(Build up)이다. 지금 기계의 音響파워를 W 라고 하고, 이것에 防音덮개를 함으로써 생기는 내부의 음압에 대해 생각해보면, 방음덮개로 인한 음원과 방음덮개사이의 공간체적을 $V(m^3)$ 라고 했을때, 이 部分의 컴플라이언스(Compliance) C 는 내부

의 空間이 좁을때에는 저주파에 대해서

$$C = V / \rho c^2 \quad (3.1)$$

音源의 체적속도를 U_s 라고 하면, U_s 에 의해 생기는 防音덮개내의 음압은

$$P_p = \frac{U_s}{\omega C} = \frac{U_s}{\omega} \cdot \frac{\rho c^2}{V} \quad (3.2)$$

이것이 작은 防音덮개인 경우의 내부음압의 최대치이다. 一般的으로 덮개가 충분히 단단하지 않을때에는 C 의 값은 커지고, P_p 의 값은 위의 식보다 작아진다. 또 내부에 흡음작용이 있으면 그 손실에 의해서 P_p 는 위의 식보다 작은 값이 된다.

3.2.2 波長에 비해 큰 防音덮개

방음덮개의 공간 V 가 넓고, 그 值數가 파장보다도 충분히 크고, 防音덮개 내부가 擴散音張이라고 볼 수 있는 경우에는, 機械에서 放射되는 음향파워 W_s 는 자유공간의 경우와 별로 다르지 않고, 機械를 체적속도 U_s 의 입체진동원으로서 생각할 수 있다. 즉 음원의 반지름을 a , 음원의 表面的을 S_s 라고 하면

$$W_s = U_s^2 \frac{\rho c}{S_s} \cdot \frac{(ka)^2}{1+(ka)^2} \quad (3.3)$$

음향파워 W_s 에 의해서, 공간체적 V , 防音덮개 내부의 전표면적 S (기계 표면적을 포함), 평균 흡음율 $\bar{a}$ (기계표면을 포함)의 波長에 비해서 큰 防音덮개속에 생기는 高周波의 에너지 密度 J 는,

$$J = \frac{W_s}{C} \cdot \frac{4 (1 - \bar{a})}{-2.3 S \log (1 - \bar{a})} \quad (3.4)$$

$\bar{a}$ 가 작을때는

$$J = \frac{W_s}{C} \cdot \frac{4 (1 - \bar{a})}{S \bar{a}} \quad (3.5)$$

3.3 防音덮개 내부의 音壓레벨

3.3.1 波長에 비해 작은 防音덮개

防音덮개 내부의 音壓레벨 L_p 의 일반식은

$$L_p = 20 \log P_r + 94 \quad (3.6)$$

식(3.2)가 成立될 때, 다시 말하면 V 가 작고 $ka \ll 1$ 일 때에는

$$L_p = 20 \log \left[\frac{U_s}{\omega} \frac{\rho c^2}{V} \right] + 94 = 20 \log U_s - 20 \log f - 20 \log V + 181 \quad (3.7)$$

또 $ka \ll 1$ 일때 $W_s = U_s^2 \rho c (ka)^2 / S_s$ 를 식(3.7)에 대입하면 防音덮개에 의해서 음향 파워 W_s 가 불변(정속도음원)이라고 가정하고, 여기에 강체(Rigid Body)의 防音덮개를 덮었을때의 저주파 音壓레벨은 다음 식으로 주어진다.

$$L_p = PWL_s - 40 \log f - 20 \log V + 81 \quad (3.8)$$

3.3.2 波長에 비해 큰 防音덮개

식(3.5)가 성립되는 방음덮개내의 高周波 음압레벨은 다음과 같다.

$$L_p = PWL_s + 10 \log \left(\frac{1 - \bar{a}}{\bar{S}\bar{a}} \right) + 6 \quad (3.9)$$

3.4 防音덮개 外部의 파워레벨

3.4.1 波長에 비해 작은 防音덮개

식(3.8)에서

$$PWL_s - PWL_t = 40 \log f + 20 \log V - 10 \log S_p + TL - 81 \quad (3.10)$$

防音덮개의 음향투과 部分의 면적 $S_p(m^2)$ 에 입사하는 파워를 W_i , 에너지 密度를 J 라고 하면, 식(3.5)에서 高周波의 음에 대해서는

$$W_i = \frac{c}{4} JS_p = W_s \frac{S_p}{S} \frac{1-\bar{a}}{\bar{a}} \quad (3.11)$$

防音덮개의 음향투과 部分으로부터 밖으로 투과하는 파워를 W_t , 파워레벨을 PWL_t 라고 하면 防音덮개의 벽투과율을 τ 라고 했을때

$$W_t = \tau W_s \frac{S_p}{S} \frac{1-\bar{a}}{\bar{a}} \quad (3.12)$$

$$PWL_t = PWL_s - TL + 10 \log \left[\frac{S_p}{S} \cdot \frac{1-\bar{a}}{\bar{a}} \right] \quad (3.13)$$

즉, 音源의 파워레벨이 PWL_s 일때, 방음덮개를 通過하여 밖으로 放出되는 파워레벨 PWL_t 와의 차는

$$\therefore PWL_s - PWL_t = TL - 10 \log \left[\frac{S_p}{S} \frac{1-\bar{a}}{\bar{a}} \right] \quad (3.14)$$

여기서 防音덮개의 투과손실(Transmission Loss: TL)과 内部損失이 클수록 음은 작아진다는 것을 알 수 있다. 이 損失은 저주파에 대해서는 振動吸音이나 공명(Resonance)흡음, 고주파에 대해서는 흡음재에 의한 흡음이 有效하다.

3.5 防音덮개에 의한 音壓上昇

防音덮개를 하면, 하지않았을 때에 비하여 防音덮개 内部의 音壓은 上昇한다. 防音덮개가 없을때, 음원의 表面音壓 P_s 는 體積速度와 放射임피던스의 곱으로 표시할 수 있지만, 방사임피던스 Z 는, V 가 작아서 $ka \ll 1$ 인 저주파음에 대해서는

$$Z = \frac{\rho c}{S_s} ka \quad (3.15)$$

으로 되기 때문에, 防音덮개가 없을때의 음원표면에 平均音壓(실효치)은

$$P_s = U_s \frac{\rho c ka}{S_s} \quad (3.16)$$

식(3.16)과 식(3.2)를 비교하면, P_p/P_s 의 값이 防音덮개에 의한 저주파 音壓상승율의 최대치이다. 이 값은 $S_s = 4\pi a^2$ 으로 놓으면

$$\frac{P_p}{P_s} = \frac{\frac{U_s}{\omega} \cdot \frac{\rho c^2}{V}}{U_s \frac{\rho c ka}{4\pi a^2}} = \frac{4\pi a}{k^2 V} \quad (3.17)$$

으로 표시된다. 一般的으로 $P_p > P_s$ 로 되고 식(3.17)은 V 가 작고 $ka \ll 1$ 일때의 音壓상승율(Build up Ratio)의 限界를 나타낸다.

3.6 防音덮개 外部의 임의점의 減衰량 (Attenuation: ΔL)

防音덮개가 없을때 室内에서 距離 r 점에 있어서의 音壓레벨 L (dB)은

$$L = PWL_s + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (3.18)$$

防音덮개를 붙였을 때는

$$L_t = PWL_t + 10 \log \left(\frac{Q}{4 \pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (3.19)$$

그러므로 감응량 ΔL 은 식 (3.12)에서

$$\Delta L = L - L_t = TL - 10 \log \left(\frac{S_p}{S} + \frac{1-\bar{a}}{\bar{a}} \right) \quad (3.20)$$

3.7 防音덮개의 방진

防音덮개 내부에서 損失을 유도하는 것이 必要한 것을 알았지만, 실제 문제로 서 또하나 重要한 問題가 있다. 그것은 방진의 문제다. 防音덮개의 振動과 騒音의 관계에 대해서 實驗例를 명시하기로 한다. 배기량 20cc의 초소형 엔진에 시험 삼아 입방체의 철판(두께 1.6mm)의 방음덮개를 설치한 實驗結果가 그림 7이다.

입방체의 1변의 크기를 300mm, 400mm, 500mm의 3종류를 사용한 結果 방음덮 개가 커질수록 음은 증대하고 防音덮개를 하지 않았을 때보다도 오히려 騒音레벨 은 커졌다.

판의 振動을 조사해보면 騒音이 커질때는 防音덮개의 벽의 振動도 커지고 있 고, 음압레벨과 振動加速度 레벨은 거의 比例하고 있음을 알았다. 여기에서 방음 덮개를 방진하는 것이 防音덮개의 차음 커버 설계를 할 때에는 절대로 필요하 다는 것을 알수 있다.

그림 8은 신중히 設計裝置를 한 방음덮개를 덮지 않을때의 엔진의 소리가 84dB (A) 였지만, 防音덮개를 씌우고 나서는 74dB(A), 여기에 제진재를 붙였을 때 69 ~ 71dB(A), 엔진을 방진지지 하였을 때 58dB(A), 방진지지와 제진재를 합쳐서 56dB (A)가 되어, 防音덮개를 씌우지 않을 때에 비해서 28dB의 감음으로 되어 있다. 이와 같이 音源을 밀폐 할때에는, 고체가진 波動을 절연할 必要가 있다.

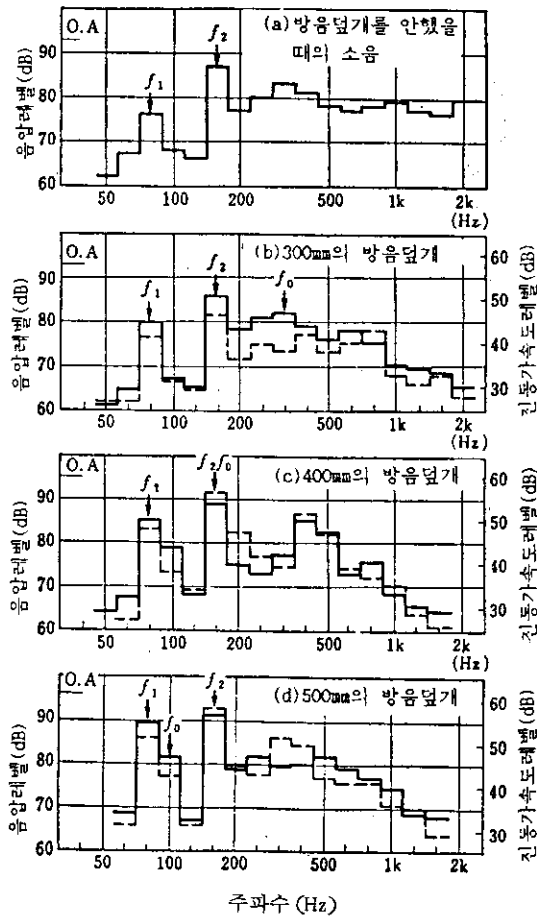


그림 7 방음덮개(판두께 1.6mm)의 크기를 變化시켰을 때의 振動加速度와 音壓레벨의 變化

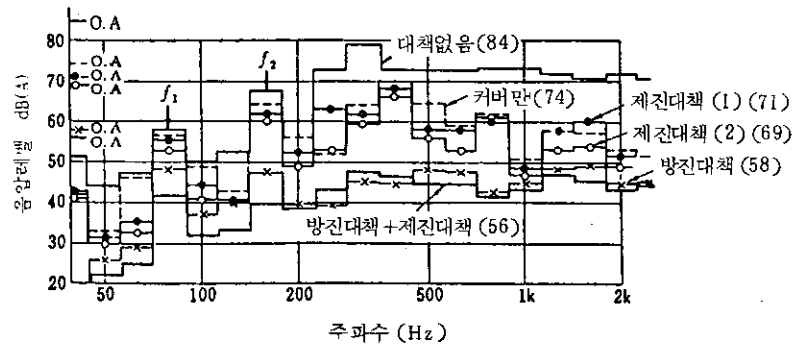


그림 8 방음덮개에 의한 엔진소음의 방진,제진對策

3.8 機械의 密閉에 의한 換氣必要量

機械의 密閉에 의해서 防音덮개 내부를 온도가 상승하기 때문에 換氣가 필요하다. 換氣量은 다음의 식으로 계산한다.

지금 매시방열량이 $Q(\text{kcal/h})$, 공기의 비중량 $\rho(\text{kg/m}^3)$, 외기와 防音덮개내의 溫度差 $\Delta \theta(^{\circ}\text{C})$, 공기의 정압비열 $C_p(\text{kcal/kg}^{\circ}\text{C})$ 라고 하면, 매시 換氣容積 V 는

$$V = \frac{Q}{C_p \rho \Delta \theta} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (3.21)$$

으로 구할 수 있다.

엔진과 같은 경우에는, Q 는 다음의 식으로 계산된다.

$$Q = B H_u \eta \quad (3.22)$$

(3.22)식에서 B 는 연비량(kg/h), H_u 는 저발열량(kcal/kg), η 는 熱放射損失이다.

이들의 換氣 입구부와 출구부에는 防音덮개의 벽면과 동등한 透過損失을 갖는 머플러나 흡음덕트를 장착하지 않으면 안된다. 만일 換氣部 部分의 透過損失이 작을 경우에는, 공극의 役割을 하게 되고 防音덮개의 총합 투과손실을 현저히 喪失하게 된다.

4. 머플러의 安全設計

4.1 머플러의 種類

머플러로서 使用되고 있는 일반적인 型式을 分類하면 그림 9와 같다.

4.1.1 膨脹型 (Expansion Type)

음파를 확대해서 音響에너지 密度를 희박화(Rarefaction) 하고 공동 끝에서 쪼음으로써 저감시키는 방식으로, 집중 정수식(공동과 관로끝의 mC 회로로서의 정류방식)과 분포정수식(공동에 있어서의 진행파의 간섭방식)으로 대별된다.

4.1.2 共鳴型 (Resonance Type)

관로의 도중에 목부를 설치하고 공동과 조합함으로써, 목부가 질량, 공동이 스프링작용을 하여 음의 에너지가 단락에 의해서 消耗되어 저감시키는 방식, 사이드 브랜치형도 이의 一種이다.

4.1.3 干涉型 (Interference Type)

音波의 周波數가 단일의 경우에는, 음향관을 분기해서 개개의 經路를 L_1 , L_2 라고 할때

$$L_1 - L_2 = c/2f \quad (4.1)$$

으로 하여 재차 合流시키면, $f(\text{Hz})$ 의 음이 干涉으로 인해서 감쇠될 可能性이 있다.

4.1.4 吸音型 (Absorption Type)

吸音物을 이용해서 음을 低減하는 방식이며, 膨脹型 머플러의 원통에 吸音物質

을 附着시켜 공동내의 平面波를 반사에 의한 干涉效果和 吸音效果에 의해서 저감하는 형과 공동내의 산란파를 흡음하는 형(흡음챔버)으로 분류된다. 또 관내에서 吸音을 행하는 方式을 흡음덕트라고 한다.

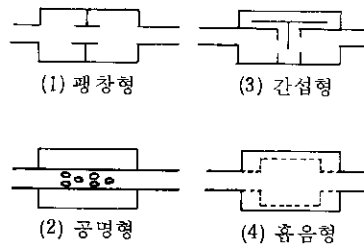


그림 9. 머플러의 分類

4.2 팽창형 머플러

그림 10과 같은 팽창형 머플러는 단면 不連續部의 음에너지 反射에 의해 감음하는 構造이다.

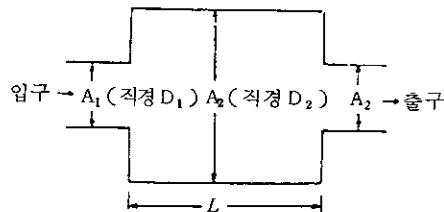


그림 10. 膨脹型머플러

감음의 특성은 저중음역에 유효하고 팽창부에 吸音材를 附着하면 高音域의 감음량도 增加한다.

감음주파수는 팽창부의 길이 L 에 따라 決定되며 $L = \frac{\lambda}{4}$ 로 하는 것이 좋다.

最大투과손실(TL)은 대략 $\frac{D_2}{D_1}$ (직경비) x 4이며, 이는 $f < f_c$ (f_c : 限界周波數 $f_c = 1.22$

$\frac{C}{D_2}$) 범위에서 성립한다. 一般的으로 투과손실 TL은

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 KL \right] \quad (4.2)$$

여기에서 $m = \frac{A_2}{A_1}$ (단면적의 비), $K = \frac{2\pi f}{C}$ 는 대상주파수(Hz), C는 음속, L은

膨脹部の 길이이다.

TL은 $KL = \frac{n\pi}{2}$ ($n = 1, 3, 5, \dots$), 즉 $L = \frac{n\lambda}{4}$ 일때 最大로 되며 $KL = n\pi$ 일때에

最小가 된다. (그림11)

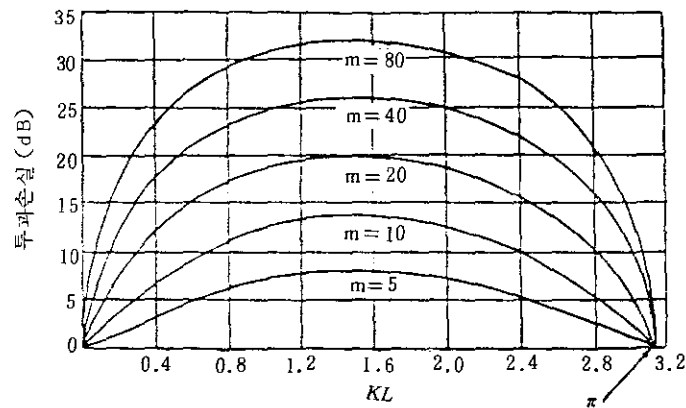


그림 11. KL을 函數로 한 膨脹型 머플러의 透過損失

최대 TL이 발생되는 周波數를 f라 하면 각각 f의 홀수배 (3f, 5f ...)에서는 최대가 되나 짝수배 (2f, 4f ...)에서는 0dB가 된다.

膨脹部에 吸音材(흡음율 $\bar{\alpha}$)를 附着할 경우 TL_a 는 대략,

$$TL_a = TL + \left(\frac{A_2}{A_1} \times \bar{\alpha} \right) \quad (4.3)$$

이 된다.

m이 클수록 투과손실은 커지며 L이 클수록 협대역 감음한다.

4.3 共鳴型 머플러

그림 12와 같이 내관의 작은 구멍과 그 배후 공기층이 공명기를 形成하여 흡음 하므로써 감음한다.

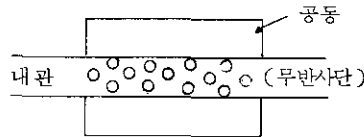


그림 12 다공 공명형 머플러

감음의 特性은 저중음역의 탁월주파수 성분에 有效하며 最大透過損失 TL은 공명주파수 f_r 에서 일어난다.

$$f_r = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{nS_p/\ell_p}{V}} \quad (4.4)$$

여기에서 C는 消音器內的 음속, n은 내관의 구멍수, S_p 는 내관구멍 한개의 단면적, V는 공동체적, ℓ_p 는 구멍의 길이 (내관의 두께) + 1.6a (a는 구멍의 半徑)이다.

투과손실 TL은

$$TL = 10 \log \left| 1 + \left\{ \frac{\sqrt{nVS_0/\ell_0}}{2S_0} \cdot \frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f} \right\} \right|^2 \quad (4.5)$$

여기에서 S_0 는 消音器 출구의 단면적, f 는 감음코자 하는 周波數이다.

한편, 그림 13과 같은 공동공명기(Cavity Resonator, 일명 Helmholtz Resonator)형 소음기는 협대역 低周波 騒音防止에 탁월하며 공동내에 흡음재를 충전하면 저주파음 소거의 탁월현상은 緩和되지만 고주파까지 거의 평탄한 감음특성을 보이며 공명주파수 f_r 은,

$$f_r = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{\ell V}} \quad (4.6)$$

이 된다.

여기에서 A 는 구멍의 斷面積, V 는 공동의 體積, ℓ 은 $L + 0.8\sqrt{A}$ 이다.

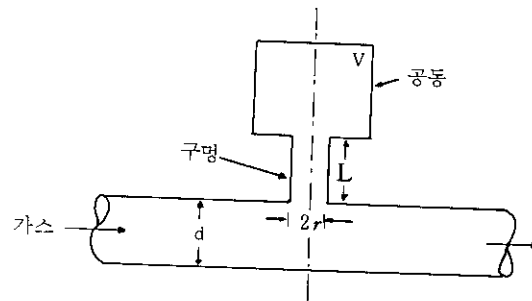


그림 13. 공동 共鳴器

4.4 干涉型 머플러

그림 14와 같이 L_1 을 L_2 보다 對象音波長의 1/2 정도 길게하여 두음의 간섭에 의해 감음하는 方式이다.

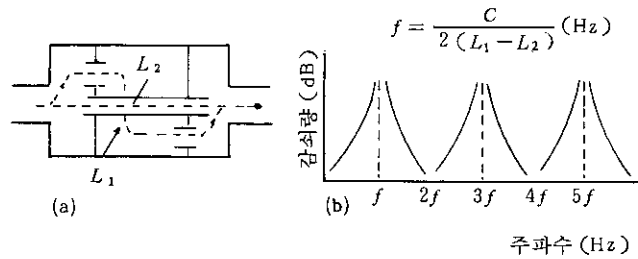


그림 14. 干涉型머플러와 감쇠特性

감음의 特性은 저중음역의 탁월주파수 성분에 有效하며 감음주파수는 $L_1 - L_2$ 에 따라 결정되며 $L_1 - L_2 = \frac{\lambda}{2}$ 로 하는 것이 좋다.

最大透過損失은 $f(\text{Hz})$ 의 홀수배 주파수에서 일어나 이론적으로 無限大가 되나 실용적으로 20dB 내외이며, 짝수배 주파수에서는 0dB이 된다.

4.5 吸音챔버 (Absorbing Chamber)

그림 15와 같은 吸音챔버에 의한 감쇠량 ΔL 은 다음과 같다.

$$\Delta L = -10 \log S_0 \left[\frac{\cos \theta}{2 \pi d^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S_0} \right] \quad (4.7)$$

여기에서 $\bar{\alpha}$ 는 챔버내에 부착한 흡음재의 평균 흡음율, S_0 는 출구의 단면적, S_w 는 챔버내의 全體表面的, d 는 입·출구사이의 경사길이, $d^2 = (\omega - \ell)^2 + h^2$,

$\cos \theta = \frac{h}{d}$ 이다.

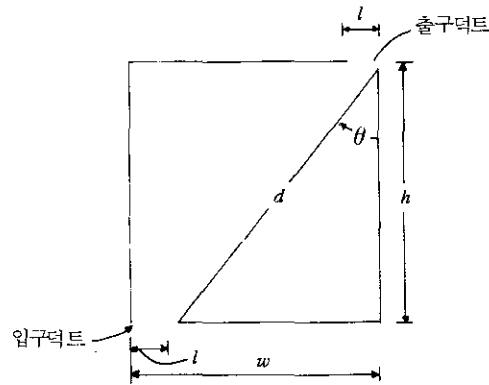


그림 15. 흡음챔버

實用的으로 低周波에서 10dB, 1kHz 에서 20dB 정도 감쇠한다. 한편 그림 16과 같은 형의 흡음챔버의 ΔL 은

$$\Delta L = 10 \log \left(\frac{\bar{\alpha} S_w}{1 - \bar{\alpha}} \right) - 10 \log S_0 \quad (4.8)$$

이 된다.

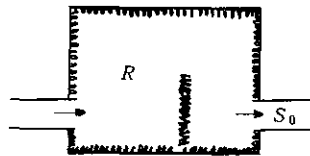


그림 16 흡음챔버형 (散亂波音長)

4.6 흡음덕트(Absorbing Duct)

그림 17과 같이 덕트의 內面에 吸音材를 附着하여 吸音에 의해 감음하는 型式

을 말한다.

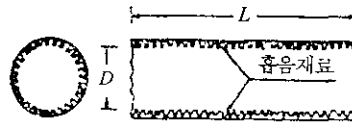


그림 17 직관 흡음덕트

감음의 特性은 중고음역에서 좋으며, 最大감음周波數는 $\frac{\lambda}{2} < D < \lambda$ (λ : 대상음의 波長, D: 덕트의 내경) 範圍에 있다.

덕트의 내경 D가 대상음의 波長보다 아주 작은 경우는 이를 擴大하여 최대감음주파수 범위에 있게 하고 큰 경우는 덕트를 細分하여 셀(Cell)형이나 스플리터(Splitter)형으로 하여 目的周波數를 감음시켜야 한다.

감쇠량 ΔL 은

$$\Delta L = K \frac{PL}{S} \quad (4.9)$$

여기에서 $K = 1.05 \alpha^{1.4}$ (혹은 $K = \alpha / 0.1$, α 은 잔향실법에 의한 吸音率), P는 덕트의 内部둘레, S는 덕트의 内部斷面積 이다.

식(4.9)은 $f < f_c$ ($\approx \frac{C}{D}$) 범위에서 成立하며 C는 덕트내 音速이다.

각 흐름통로의 길이는 그것의 가장 작은 횡단길이의 2배는 되어야 하며, 덕트의 최단 횡단길이는 고주파 Beam을 妨害하는 크기여야 한다. Beam은 가장 작은 횡단길이의 7배보다 적은 파장의 周波數에서 發生한다.

通過流速은 20m/s 이하로 하는 것이 좋고, 그림 18과 같이 直角으로 구부러진 흡음덕트의 길이 L은 D의 5~10배로 하는 것이 좋으며 180° 구부러진 吸音덕트의

$N(= \frac{L}{D})$ 과 흡음에 따른 감쇠량은 그림 19와 같다.

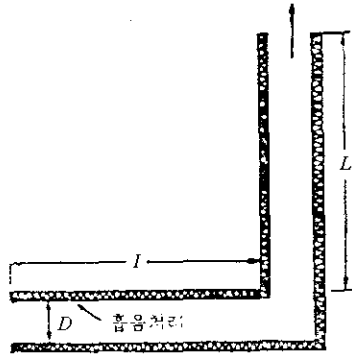


그림 18 直角밴드 흡음덕트

送風機 騒音を 방지하기 위한 흡음덕트 및 흡음챔버내의 흡음材 두께는 각각 1" 및 2" ~ 4" 두께로 附着하는 것이 理想的이다.

氣流의 影響은 흡음덕트의 감쇠량이 그림 20의 점선과 같은 周波數特性을 가질 경우, 音波와 같은 방향으로 氣流가 흐르면 감쇠량의 정점은 高周波側으로 移動하면서 그 크기는 낮아지며, 反對方向으로 기류가 흐를때는 감쇠량의 정점은 低周波側으로 移動하면서 그 크기는 높아진다.

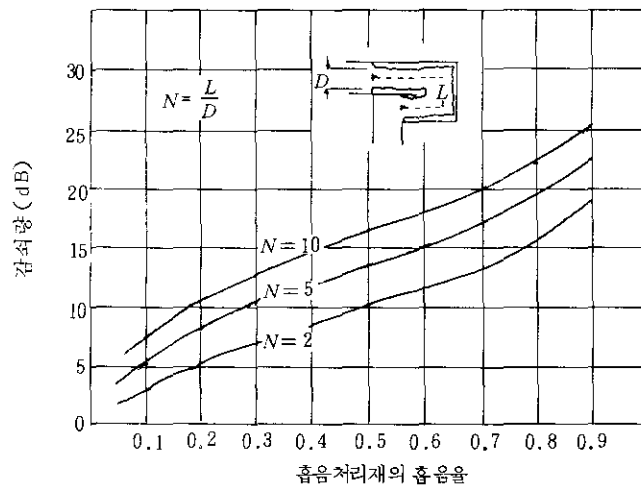


그림19 180° 흡음덕트의 감쇠치

개구단의 外部에서는 기류에 의한 새로운 소용돌이 흡이 發生한다. 개구단의 근방에서는 비교적 高周波성분이 임의점에서는 소용돌이가 커져서 低周波성분을 볼 수 있다. 軸方向으로부터 30° 내지 40°의 方向으로 소용돌이움의 최대치가 관측된다.

氣流에 의한 흡음재의 흡출이나 비산을 防止하기 위해서는 다음과 같은 表面處理를 하는 것이 바람직하다.

허용풍속 (m/s)	6 이하	6 ~ 10	10 ~ 20	20 ~ 30	30 이상
표 면 처 리	불필요	천	다공판	천+ 다공판	각종조합처리

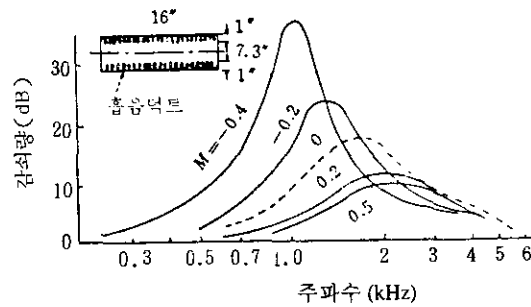


그림 20 氣流에 의한 吸音덕트 감쇠량의 變化 (M은 mach수)

5. 맺음말

騒音が 끼치는 影響은 一時聽力損失, 永久聽力損失 등의 直接的인 것뿐만 아니라 작업도중 소음이 原因이되어 일어나는 사고 등 精神的, 身體的, 社會的인 영향 즉, 간접적인 影響은 그 예를 일일이 들기도 어려울 정도로 우리 生活에 密接한 關係를 맺고 있다. 또한 騒音으로 인한 被害가 일시에 나타나는 것이 아니고 평소에 累積된 結果라는 점을 인식할 때 예방적 차원의 對策이 切實하다 하겠다.

따라서 본 技術指針書에서는 騒音を 일으키는 發生源 즉, 騒音源에 대한 概念과 對策을 세우는 方法 등에 대하여 살펴보고 騒音源에 가장 引接한 作業者에게 방음효과를 줄 수 있는 騒音低減裝置인 防音덮개, 머플러 등의 安全設計에 대하여 記述하였다.

앞으로 騒音災害에 대한 認識이 높아짐에 따라 各種의 事業場에서는 소음레벨 한계를 넘는 主要 騒音源인 機械등에 대해 工場新設과 同時에 防音덮개등의 騒音低減裝置를 豫防的 次元에서 設置하여야 하며, 既設인 경우에는 騒音源에 대한 精密騒音測定을 실시하고 그 結果에 따라 適切한 騒音低減對策을 하루빨리 施行하여야 한다. 또한 이를 뒷받침하기 위하여 政府次元에서는 國際적으로 이미 規格화된 技術을 신속하게 入手, 分析함과 同時에 自體的으로 研究를 활발히 進行하여 主要騒音源이 되고 있는 各種 産業機械에 대한 標準화된 騒音低減技法을 開發 普及하여야 한다.

참 고 문 헌

1. Itamoto, M, "On Sound Characteristics of Air Outlets and Inlets", Inter-Noise Proc., 1975.
2. Shoda, Terasawa and Itamoto, "On Determination of Azial Flow Outlet Siz3e", SHASE Transactions, Vol 1, pp. 68-75, 1963.
3. P. V. Bruel, "Sound Insulation and Room Acoustics"m Chapman Hall, PP.159-165, 1951.
4. F.Oran, H.Seelbach Onel R.Hochheiser, "Control of Centrifugal Fan Noise in Industrial Applications", Air Conditioning, Heating and Ventilating, 1965.
5. Shoda, Terasawa, Itarnoto, Funabashi and Chiba, "A Study on the Performance of Box Plenums uoith Three Branch Ducts", SHASE Trans actions, Vol.5 pp. 22-29, 1967.
6. B. G. Watters, R. M. Hoover, and P. A. Franken, "Desigaing a Muffler for Small Engines," Noise Control, vol. 5, no. 2, pp. 18-22, March, 1959.
7. P. M. Morse, "Theory of Damping of Sound inside Pipes," J. Acoust. Soc. Am., vol. 11, pp. 205-210, 1939.
8. S. J. Lukasik, A. W. Nolle, and the Staff of Bolt Beranek and Newman Inc., "Physical Acoustics," vol. I, suppl. 1 of Handbook of Acoustic Noise Control, pp. 252-261, WADC Tech, Rept. 52-204, April, 1955.
9. L. L. Beranek, "Sound Absorption in Rectangular Ducts," J. Acoust. Soc. Am., vol. 12, pp. 228-231, 1940.
10. C. P. Brittain C. R. Manguire, R. A. Scott, and A. J. King, "Attenuation of Sound in Lined Air Ducts," Engineering, p. 97, Jan. 30, 1948.
11. A. J. King, "Attenuation of Sound in Lined Air Ducts," J. Acoust. Soc. Am., vol. 30, pp. 505-507, 1958.
12. I. Dyer, "Noise Attenuation of Dissipative Mufflers," Noise Control, vol. 2, no. 3,

- pp. 50-57 and 78, May, 1956.
- 13 H. J. Sabine, "The Absorption of Noise in Ventilating Ducts," J. Acoust. Soc. Am., vol. 12, pp. 53-57, 1940.
 - 14 N. Doelling, "Noise Control for Aircraft Engine Test Cells and Ground Run-up Suppressors," vol. 2, Design and Planning for Noise Control, WADC Tech. Rept. 58-202(2), November, 1961, prepared under contract by Bolt Beranek and Newman Inc.
 - 15 F. Mechel, "Research on Sound Propagation in Sound-absorbent Ducts with Superimposed Air Streamms," vol. I, Tech. Doc. Rept. AMRL-TDR-62-140(1), December, 1962.
 - 16 C. P. Brittain, C. R. Maguire, R. A. Scott, and A. J. King, "Attenuation of Sound in Lined Air Ducts," Engineering, pp. 97-98, Jan. 30, and pp. 1450147, Feb. 13, 1948.
 - 17 J. W. Miles, "The Diffraction of Sound due to Right-angled Joints in Rectangular Tubes," J. Acoust. Soc. Am., vol. 19, pp. 572-579, 1947.
 - 18 W. K. R. Lippert, "The Measurement of Sound Reflection and Transmission at Rightangled Bends in Rectangular Tubes," Acustica, vol. 4, pp. 313-319, 1954.
 - 19 American Society of Heating and Air-conditioning Engineers, "Sound Control," Heating, Ventilating, and Air Conditioning Guide, chap. 40, 1957.
 - 20 B. G. Watters, S. Labate, and L. L. Beranek, "Acoustical Behavior of Some Engine Test Cell Structures," J. Acoust. Soc. Am., vol. 27, pp. 449-456, 1955.
 - 21 R. J. Wells, "Acoustical Plenum Chambers," Noise Control, vol. 4, no. 4, pp. 9-15, July, 1958.
 - 22 J. G. Kundsen and D. T. Katz, Fluid Dynamics and Heat Transfer, University of Michigan Press, 1954.
 - 23 K. U. Ingard, "Attenuation and Regeneration of Sound in Ducts and Jet Diffusers," J. Acoust. Soc. Am., vol. 31, pp. 1202-1212, 1959.

- 24 K. U. Ingard and H. Ising, "Acoustic Nonlinearity of and Orifice," J. Acoust. Soc. Am., vol. 42, pp. 6-17, 1967.
- 25 L. L. Beranek, S. Labate, and K. U. Ingard, "Noise Control for NACA Supersonic Wind Tunnel," J. Acoust. Soc. Am., vol. 27, pp. 85-98, 1955.
- 26 I. E. Meyer, F. Mechel, and G. Kurtze, "Experiments on the Influence of Flow on Sound Attenuation in Absorbing Ducts," J. Acoust. Soc. Am., vol. 30, pp. 165-174, 1958.
- 27 D. D. Davis, Jr., G. M. Srokes, D. Moore, and G. L. Stevens, Jr., "Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments of Engine-exhaust Muffler Design," NACA Repl. 1192, 1954.
- 28 D. D. Davis, Jr., "Acoustical Filters and Mufflers," in C. M. Harris (ed.), Handbook of Noise Control, Chap. 21, McGraw-Hill, 1957.
29. VDI, NOISE REDUCTION BY ENCLOSURES, 독일엔지니어협회 1978
30. 音響材料協會, 騒音振動對策 ハンドブック, 技報堂, 1982
31. 山下充康, 機械工學大系, 騒音工學, コロナ, 1989
32. 鄭一錄, 騒音 振動理論과 實務, 新光文化社, 1991
33. R L.Stepkin, NOISE CONTROL, ASSE, 1984
34. L. L. BERANEK, NOISE & VIBRATION CONTROL, McGRAW-Hill, 1971
35. 노동부, '92 산업재해분석, 1993

소음저감장치의 안전설계(기전연 93-4-10)

발 행 일 : 1993. 10. 31

발 행 인 : 원 장 서 상 학

연구책임자 : 선 임 연 구 원 방 태 규

발 행 처 : 한국산업안전공단

산업안전연구원

기계전기연구실

주 소 : 인천직할시 북구 구산동 34-4

TEL : (032)513-0230

(032)518-6484~6

<비매품>