

건축 및 수송기계용 흡·차음재

강 현 주*

(한국기계연구원 음향연구그룹)

1. 머리말

건축 및 수송기계에서 거주 공간을 구성하는 내장재가 갖추어야 할 중요한 기능 중의 하나가 흡·차음 성능이다. 내장재의 흡음 성능은 대상 공간에서 발생된 음을 흡수하는 성능으로서 소음수준을 감소시키는 기능, 혹은 과도한 echo 등을 조절함으로써 공간의 용도에 맞는 음향 환경을 조성하는 기능을 의미한다. 내장재의 차음 성능은 외부로부터

유입되는 소음을 차단하는 기능을 의미한다.

내장재에 대한 예로서 그림 1과 2는 거주공간 및 승용차의 내장재를 나타내고 있다. 그림 1에서 보면 내장재는 바닥재, 천장재, 구획격벽, 창문 및 도어 등 다양한 부재로 구성된다.

이러한 내장재들은 고유의 기능은 물론 각각의 역할에 따라 흡음 혹은 차음 성능이 요구된다. 예를 들면 승용차의 head liner와 carpet 등은 주로 흡음성능이 요구되고, dash inner 및 outer는 엔진실의 소음을 방지하기 위한 차음성능이 요구된다. 건축 및 수송기관에는 다양한 종류의 흡·차

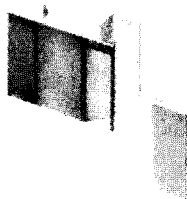


그림 1 거주공간의 내장재

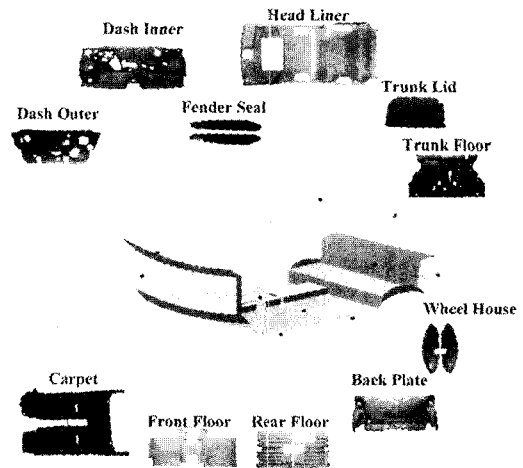


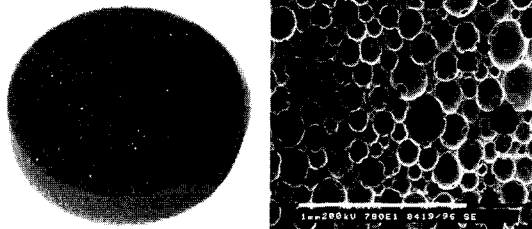
그림 2 승용차의 내장재

* E-mail: kanghi@kimm.re.kr

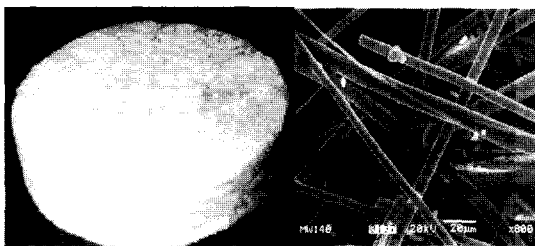
† 기획: 우리 학회 편집위원 강현주

음재가 대량으로 사용되고 있으며 현재 연간 약 2조원 규모의 시장으로 자리 잡고 있다. 그러나 현재 사용되고 있는 흡·차음재는 유해분진 및 산업폐기물 등 환경공해를 유발하는 부작용이 있다.

일반적으로 지금까지 사용되고 있는 흡·차음재의 소재로는 글라스울과 같은 무기물계, 발포우레탄, 염화비닐과 같은 유기고분자계 등이다. 이러한 소재들은 비교적 우수한 음향 특성과 저렴한 가격 등의 장점이 있는 반면에 환경관련 많은 문제점을 야기하고 있다. 예를 들면 글라스울은 진동, 풍압, 충격 등에 쉽게 부서지며, 분진이 발생하여 인체에 유해한 공해를 유발하며, 산업폐기물로 분류되어 폐기하는데 많은 문제점을 안고 있다. 또한 공기 중의 수분을 흡수하여 흡음특성이 저하되는 단점을 안고 있다. 또한 발포우레탄과 같은 다공체는 흡음특성은 우수하나 내열성이 낮아 화재사고 시 연소에 의한 유독가스 분출로 대형 참사(씨랜드, 인천호프집, 대구 지하철 화재)를 유발하는 문제가 있다.



(a) 폴리우레탄 폼



(b) 암면

그림 3 기존 흡음 소재

이러한 현실 때문에 선진국은 물론 국내에서도 고기능성 및 친환경성의 흡·차음재의 개발이 절실히 요구된다. 이러한 내장재는 흡음성, 내열성, 용이한 시공성과 가공성, 재활용성 등의 복합적인 특징이 요구되며, 이와 같은 장점을 고루 갖춘 대체 소재의 필요성이 시급히 요구되고 있는 실정이다. 대체소재로서 친환경적인 세라믹울, 금속소결재 및 thermo-plastic fiber 등이 대안으로 떠오르고 있다. 이러한 대체소재를 이용한 내장재는 자동차뿐만 아니라 건축 및 선박분야에서 실내의 구획 격벽이나 천정재로 개발하여 사용될 수 있으며 산업에 미치는 영향이 지대할 것으로 판단된다.

2. 흡음재

2.1 흡음의 원리

현재 사용되고 있는 대표적인 흡음재로서 그림 3에서는 폴리우레탄계열의 고분자 소재와 암면의 시편 및 확대사진을 보이고 있다.

그림에서 보인 다공질재료(porous material : foam 류) 및 섬유질재료(fibrous material : fiber, wool)에서 흡음이 발생하는 원리를 간단히 설명하면 다음과 같다.

그림 3에서 볼 수 있듯이 흡음재는 고체부분과 기공으로 된 유체부분으로 구분할 수 있다. 흡음

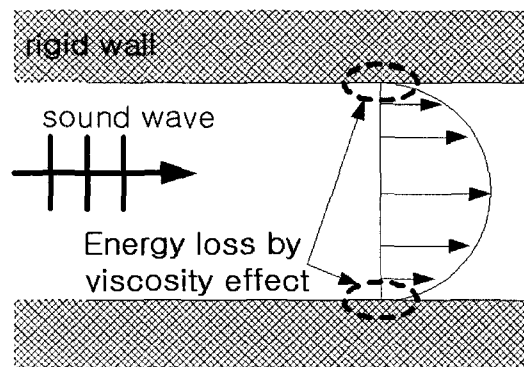


그림 4 점성효과 : 열-점성효과

재에 음파가 입사되었을 때 흡음재 고체부분의 진동이 흡음현상에 미치는 영향이 무시할 수 있다고 가정하면(소위 강제모델) 흡음은 기공내에서 유체의 거동에 의해서 결정된다. 음파가 내부기공을 진행할 때에는 그림 4 및 5에서 보이는 것처럼 점성 및 관성 효과가 발생하게 된다. 이런 효과들에 의해서 흡음 현상이 발생하게 된다.

흡음 현상을 주파수 관점에서 살펴보면, 저주파수(그림 6 참조)에서는 기공내부 유체의 주기적 운동은 기공 벽에서 열교환을 야기하고 결국 음에너지 손실이 발생하게 된다. 여기에 영향을 끼치는 인자들은 기공의 용적 대 표면적비 및 재료의 열전도도 등이 있다. 한편 고주파수(그림 7 참조)에서는 기공내부 공기입자의 진동으로 인한 마찰손실과 음파 진행 경로의 변화로 인한 운동량 손실이 흡음의 주 원인이 된다. 흡음재의 음향학적 특성은 재료의 특성 임피던스(characteristic impedance, Z_c)와 파수(wave number, γ)로 표현된다. 특성 임피던

스와 파수는 재료의 유효밀도 $\rho(\omega)$ 및 유효탄성계수 $K(\omega)$ 의 항으로서 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$Z_c = [\rho(\omega) K(\omega)]^{1/2}, \quad \gamma = j\omega \left[\frac{\rho(\omega)}{K(\omega)} \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

특성 임피던스와 파수로부터 그림 8과 같이 벽면에 흡음재가 부착된 경우 흡음재 표면에서의 임피던스 즉 표면 임피던스(surface impedance)는 다음과 같이 두 경우로 구분할 수 있다.

(a) 공기층이 없는 경우:

$$Z_s = -jZ_c \cot(\gamma d) \quad (2.2)$$

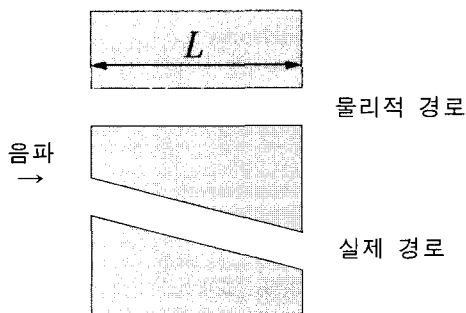
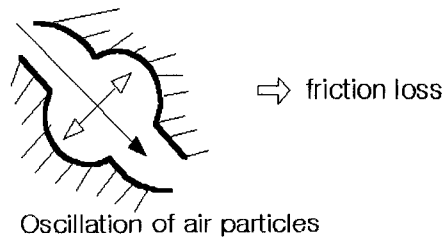


그림 5 관성효과: 음파경로의 왜곡

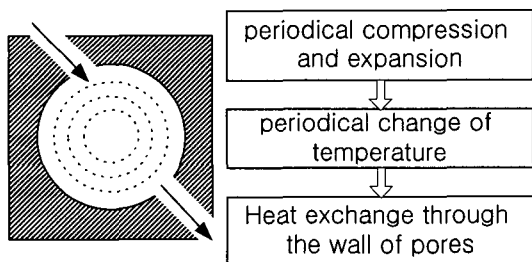


그림 6 저주파수 흡음 mechanism

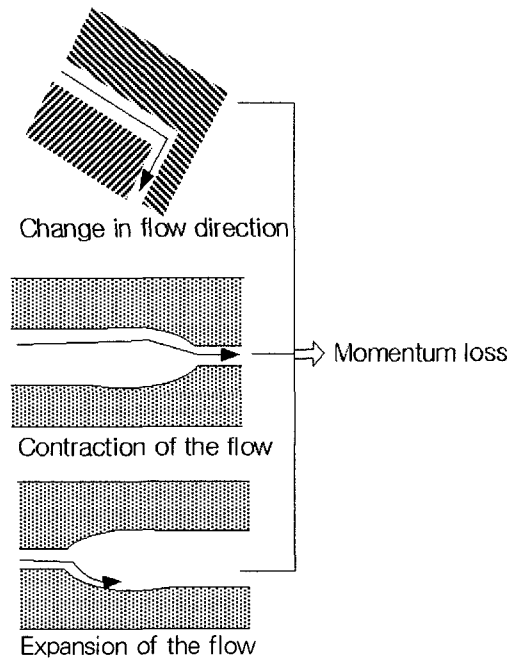


그림 7 고주파수 흡음 mechanism

(b) 공기층이 있는 경우:

- 배후공기층의 임피던스

$$Z_{air} = -jZ_o \cot(kL) \quad (2.3)$$

- 표면 임피던스

$$Z_s = Z_c \frac{-jZ_{air} \cot(kL) + Z_c}{Z_{air} - jZ_c \cot(\gamma d)} \quad (2.4)$$

여기서 $Z_o = \rho_o c_o$ 로서 공기의 특성 임피던스를 나타낸다. 반사계수 및 흡음률은 다음과 같다.

$$R(\phi, \omega) = (Z_s - Z_o) / (Z_s + Z_o)$$

$$\alpha(\phi, \omega) = 1 - |R(\phi, \omega)|^2 \quad (2.5)$$

여기서 입사각 $\phi = 0^\circ$ 인 경우를 수직입사 흡음률이라고 한다.

흡음재의 성능을 나타내는 흡음률은 일반적으로 음파가 재료에 입사되는 입사각의 함수이며, 실제 사용되는 흡음재는 어느 방향으로 음파가 입사될지 알 수 없으므로 임의의 모든 방향에서 고르게 음파가 입사될 때의 평균 흡음률이 의미를 가지며 이것을 랜덤입사 흡음률 혹은 잔향실법 흡음률이라 부른다. 따라서, 특정주파수에 대한 흡음률은

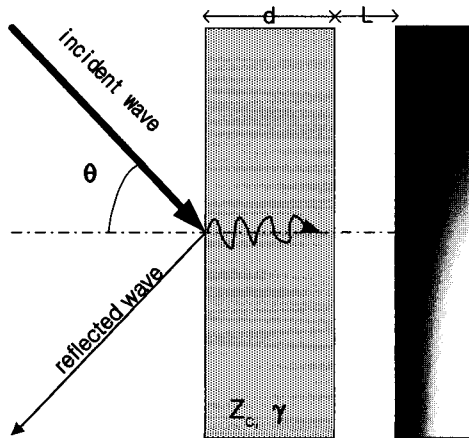


그림 8 흡음재 모델

모든 입사각에 대한 평균으로서 대상음장을 확산음장이라고 가정하면 랜덤입사 흡음률은 다음과 같다.

$$\bar{\alpha}(\omega) = 2 \int_0^{\pi/2} \alpha(\omega, \phi) \cos \phi \sin \phi d\phi \quad (2.6)$$

그림 9는 동일한 시편에 대한 예측된 수직입사 흡음률, 잔향실법 흡음률 및 식 (2.6)을 이용하여 계산된 값들을 보이고 있다. 수직입사와 잔향실의 데이터를 비교해보면 저주파수 대역에서는 잔향실 데이터가 높게 나타나고 있지만 고주파수 대역에서는 반대 현상이 보이고 있다. 한편 고주파수 대역에서 잔향실 데이터가 감소하는 경향은 잔향실의 음장이 고주파수로 갈수록 확산음장에 근사하게 되므로 수평입사의 영향이 증가한다.

2.2 흡음재 설계

앞에서 언급했듯이 특성임피던스와 파수는 재료의 음향학적 특성을 대표하는 표현식이 된다. 이러한 특성임피던스와 파수를 결정짓는 물성변수는 일반적 변수인 재료의 밀도, 두께, 탄성계수 및 전단계수와 더불어 기공율(porosity = 기공의 용적/전체용적), 흐름저항(flow resistivity, R_1 (rays/m)) 및 구조인자(structure factor)라 부르는 변수들이 있다. 여기서 흐름저항은 재료의 통기저항

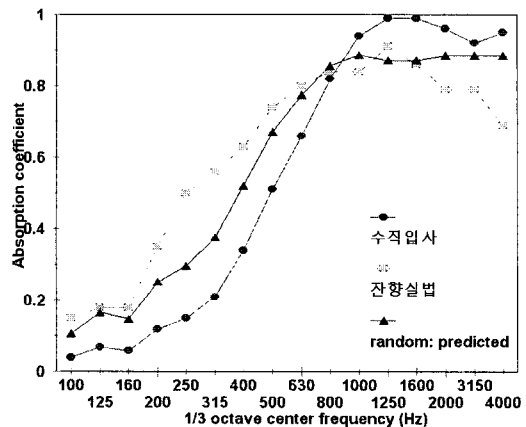


그림 9 수직 및 랜덤입사 흡음률의 비교

을 의미하며 구조인자는 음파진행경로의 왜곡도를 나타내는 지수이다.

특성임피던스와 파수를 값을 구하기 위한 여러 가지 이론 및 경험 모델이 존재한다. 해석 모델은 크게 세가지로 분류된다. 즉, 유효유체모델, 강제 모델 및 탄성체 모델 등이다.

유효유체 모델은 다수의 시편에 대한 실험결과를 이용한 일종의 실험식으로서 흡음재를 특성임피던스와 파수로 정의되는 단일유체로 가정한 것이다. 가장 대표적인 것으로서 Delany & Bazley⁽¹⁾는 매개변수를 흐름저항(flow resistivity, R_1 (rays/m))으로 가정하여 특성임피던스와 파수를 구하는 식을 제안하였다. 이 밖에도 Voronina^(2,3)는 기공율과 pore/fiber의 직경을 매개변수로 하는 경험식을 제안하였다. 강제모델(rigid model)⁽⁴⁾과 탄성체 모델(elastic model)⁽⁴⁾의 차이는 재료의 고체부의 거동을 무시 혹은 고려하는 데 있다.

여기서는 가장 단순한 Delany & Bazley 모델을 이용하여 흡음재 설계과정을 소개한다. 설계절차는 다음과 같다.

- 1) 시편의 물성치 측정 (R_1 , d)
- 2) 수직입사 흡음률의 예측 → 최적 물성치 (R_1 , d) 선정

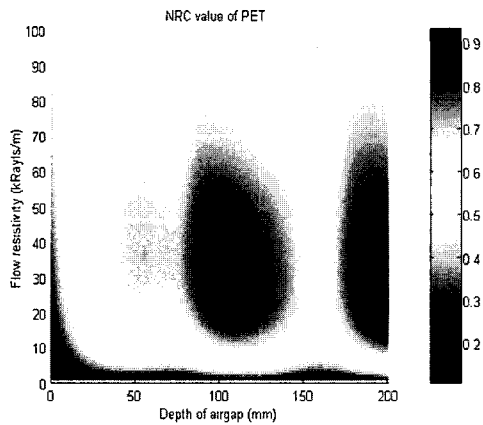


그림 10 수치해석적 흡음재 설계 예

- 3) 수직입사 흡음률의 예측 → 랜덤입사 흡음률 예측
- 4) 랜덤입사 흡음률 측정

그림 10은 수치해석적 방법을 이용하여 흡음재를 설계하는 예로서 NRC(noise reduction coefficient, 250, 500, 1k, 2k Hz 흡음률의 산술평균)을 결과치로 하여 최적 흐름저항 및 공기층의 두께를 결정하는 과정을 나타내고 있다.

그림 11은 그림 10의 결과를 이용하여 특정 시편에 대한 배후층의 효과를 확인하기 위한 실험결과를 나타내고 있다.

2.3 흡음재용 대체소재

기존 소재로서 발포우레탄이나 유리섬유 류와 다공체는 가격이 저렴하며 흡음특성은 우수하지만 내화성, 환경성 등에서 심각한 문제를 야기시키고 있다. 이러한 현실 때문에 선진국은 물론 국내에서도 고기능성 및 친환경성의 흡·차음재의 개발이 진행되고 있다. 대체소재로서 친환경적인 세라믹울, 금속소결재 및 thermo-plastic fiber등이 대안으로 떠오르고 있다. 현재까지 대체소재가 갖고 있는 공통적인 문제점은 경제성이다. 즉 기존소재에 비하여 상대적으로 고가인 점이다. 예를 들면 세라믹울인 경우 압면재에 비해서 10배 정도로 비싸다. 또한 일부 소재인 경우 음향학적으로 기존 소재에 비해서 성능이 떨어지는 약점이 있다.

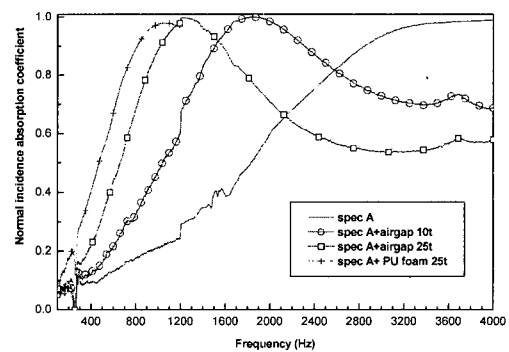


그림 11 흡음재 설계 예: 배후층 효과

3. 차음재

3.1 차음재의 종류

음을 막는다는 의미로 차음이란 공기음(airborne noise)을 차단하는 것이라고 정의할 수 있다. 그림 12처럼 두 방 사이의 공기음이 전달되는 경로를 살펴보면 우선 두 방 중앙의 공통벽을 통한 음의 전달과 각종 틈새를 통한 전달 및 cross-talking으로서 전등의 등의 틈새를 거쳐서 천정을 통한 음의 전달 등을 고려할 수 있다. 틈새를 통한 전달은 공기음이 그대로 공기음 형태로 전달되는 반면에 공통벽을 통한 전달은 일종의 가진력으로서 입사음은 판의 진동을 야기하면 판의 진동이 반대편의 음파를 발생시키는 과정을 통해서 음이 전달된다. 따라서 그림 12에 보이는 모든 틈새가 밀봉되었다 해도 수음실로 전달되는 음은 존재하게 된다.

공간의 내부 경계면을 구성하는 모든 부재들은 차음재라고 할 수 있다. 예를 들면 벽체, 천장재, 바닥재, 창문 및 도어 등이 있으며 기계류의 소음을 방지하기 위한 차음상자, 혹은 방음벽도 차음재의 범주에 포함된다.

이러한 차음재의 구조는 건물의 콘크리트 벽 등 특수한 경우를 제외하면 대부분 다중구조판으로 구성되어 있다.

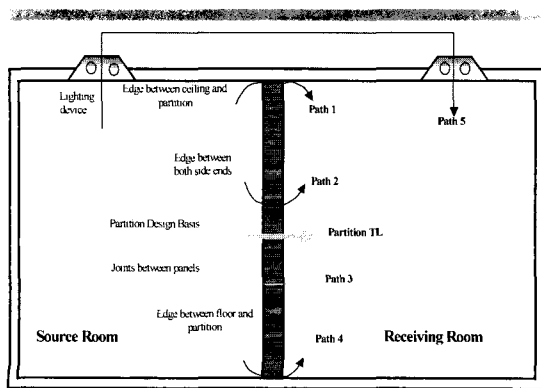


그림 12 두 방 사이의 음의 전달 경로

3.2 차음의 정의 및 용어

그림 12와 같은 두 개의 방이 구획벽벽(partitioning wall)으로 구분되어 있을 때, 소음원실(source room)의 스피커에서 발생된 음이 구획부재(벽, 문, 창문 등)를 통하여 수음실(receiving room)로 음이 전달되는 상황을 생각한다. 이때 구획부재에 입사된 음의 일부는 반사되고 다른 일부는 수음실로 전달된다. 이 경우에 구획부재에 의하여 발생하는 차음손실 즉, 소음원실과 수음실에 나타나는 음압레벨의 차이로부터 이 부재의 차음성능 혹은 음향전달손실(이하 STL : sound transmission loss, 단위: dB)은 다음과 같이 정의된다.

우선 구획부재에 입사된 음향파워와 전달된 음향파워의 비인 투과계수(transmission coefficient, τ)는 다음과 같이 정의되며,

$$\tau = \frac{W_t (= \text{투과 음향파워})}{W_i (= \text{입사 음향파워})} \quad (3.1)$$

STL 은 식 (3.1)의 투과계수를 이용하여 다음과 같이 정의 된다.

$$STL = 10 \log (1/\tau), \text{ dB} \quad (3.2)$$

(1) STL 의 이론예측

STL 을 이론적으로 예측하기 위해서는 우선 대상 판넬에 대한 투과계수를 구해야한다. 투과계수를 구하는 방법은 뒤에서 다루고 있다. 여기서는 투과계수의 일반적인 특성을 살펴보기로 한다. 일반적으로 식 (3.1)에 정의된 투과계수는 주파수와 입사각에 따라 변화하므로 주파수와 입사각을 독립변수로 하는 함수인 $\tau = \tau(\omega, \phi)$ 로 표시된다. 따라서 특정 밴드구간(1/3 octave 혹은 1 octave)에 대한 평균 투과계수를 구하기 위해서는 입사각과 주파수 각각에 대한 평균과정이 필요하다.

판과 실내음장을 2차원 단면으로 가정한 경우 입사각에 대한 정의는 음파가 판에 수직으로 입사시

이를 수직입사(normal incidence, $\phi = 0^\circ$), 판에 수평으로 입사하면 수평입사(grazing incidence, $\phi = 90^\circ$)라고 부르며, 입사각에 대한 평균투과계수를 구하는 과정은 참고문헌^(5,6)을 참조바라며 다음과 같다.

$$\tau(\omega) = \frac{\int_0^{\pi/2} G(\phi)\tau(\omega, \phi)\cos\phi\sin\phi d\phi}{\int_0^{\pi/2} G(\phi)\cos\phi\sin\phi d\phi} \quad (3.3)$$

단, $G(\phi) = \exp(-\beta\phi^2)$ 이며 β 값은 단판의 경우 1, 다중판의 경우 1.5가 적당하다. 식 (3.3)은 Simpson rule 등 수치적분방법을 이용하여 수치적으로 구할 수 있다.

차음성능에 대한 표시 방법은 ISO 등 국제규정에 의하면 특정주파수 보다는 1/3 octave 혹은 1 octave 밴드의 차음손실로 표기하도록 규정하고 있으므로 식 (3.3)에 표현된 특정 주파수에 대한 투과계수, $\tau(\omega)$ 를 주파수에 대하여 한번 더 평균을 취하는 과정이 필요하다. 따라서 밴드별 평균 음향 투과계수 및 차음 손실은 다음과 같이 구해진다.

$$\bar{\tau} = \frac{\int_{f_1}^{f_2} \tau(f) df}{\Delta f} \quad (3.4)$$

여기서 $\Delta f = f_2 - f_1$ 으로 해당 주파수밴드의 밴드폭을 나타내고, f_1, f_2 는 각 밴드폭에 대한 상·하한 주파수를 의미한다.

(2) STL의 실험적 평가

그림 12와 같은 두 격실에서의 STL에 대한 실험적 산정은 다음 식을 이용한다.

$$STL = L_{p1} - L_{p2} + 10 \log \left(\frac{S}{A} \right), \text{ dB} \quad (3.5)$$

단, L_{p1}, L_{p2} 는 각각 소음원실(source room) 및 수음실(receiving room)의 평균음압레벨을, S는

구획부재(partition wall)의 면적(m^2), A는 수음실(receiving room)의 실정수(m^2)를 나타낸다.

식 (3.5)에서 우변의 마지막 항은 수음실의 음향특성 및 시편면적에 따른 차이를 보정하기 위한 것이다. 여기서 A는 수음실의 흡음성능을 표현하는 것으로서 잔향시간(T_{60} : 음압이 60 dB 감소하는데 소요되는 시간)을 측정하여 결정하며 A와 잔향시간과의 관계식은 다음과 같다.

$$A = \left(\frac{55.3 V}{c_0 T_{60}} \right) \quad (3.6)$$

단, V는 수음실의 용적(m^3), c_0 는 음속(340 m/sec), T_{60} 는 수음실의 잔향시간(sec)이다. A에 대한 물리적 의미는 수음실의 흡음성능을 흡음계수가 1인 가상의 개방된 창문의 등가면적(equivalent open window area)으로 치환하여 나타낸 것으로 생각할 수 있다.

(3) 차음등급 (STC, Rw)

차음성능은 주파수의 함수이므로 보통의 경우 차음성능을 주파수별로 표시한다. 이러한 주파수별 차음성능을 단일 값(single value)으로 표시하는 것이 차음등급이다. 차음등급을 산정하는 방법으로 국제적으로 널리 사용되고 있는 방법은 미국의 STC(sound transmission class, ASTM E 413) 값과 ISO에서 규정된 Rw(weighted sound reduction index, ISO R717)가 있다. 이 두 가지 규정들은 산정 방법에 있어서 거의 비슷하고 단지 중심주파수 규정에서 약간의 차이를 보이고 있을 뿐이다. STC 값과 Rw 값의 산정방법은 다음과 같다.

Sound Transmission Class(STC): 1/3 octave band 중심주파수 125 Hz부터 4000 Hz 까지 측정된 음향전달손실(STL)과 규정에서 정한 기준값을 비교하여 STC 값을 결정하는 방법이다. ASTM에서 정하고 있는 중심주파수와 STC 기준값을 정하는 방법이 표 1에 나타나 있다. 표 1의

STC 관련 열을 보면 STC 기준값은 500 Hz에 설정된 STL 값을 기준으로 500 Hz 보다 저주파수인 경우에는 3 dB씩 감소하고, 500 Hz 보다 고주파수인 경우에는 1250 Hz 까지 1 dB씩 증가하는 값을 갖게 된다. 증감량은 표 1의 두 번째 열에 표시되어 있다. 표 1의 3 및 4번째 열들은 STC 50 및 40 dB인 경우의 기준값을 보여주고 있다. 이러한 STC 기준곡선과 측정된 STL 값을 비교하여 STC 값이 산정된다. 산정기준에는 다음과 같은 두가지 규칙이 적용된다.

i) 32 dB rule : 각 주파수별로 차이를 $D = (\text{STC 기준값} - \text{측정된 STL 값})$ 라고 하면, D 중에서 $D < 0$ 인 경우를 부족량(=deficiency)이라고 정의하며 부족량(=deficiency)의 합이 32 dB를 초과해서는 안된다.

ii) 8 dB rule : 어떤 밴드에서라도 부족량(=deficiency)이 8 dB 이상 크지 않아야 한다.

STC 산정절차는 우선 500 Hz 밴드의 STL 값을 STC 500 Hz의 기준값으로 정한 후 나머지 주파수에 대한 STC 값을 표 1에서 보인 것과 같이

표 1 STC 기준값

주파수 \ STC	STC Ref. value	STC 50	STC 40
125	Ref. - 16	33	23
160	Ref. - 13	37	27
200	Ref. - 10	40	30
250	Ref. - 7	43	33
315	Ref. - 4	46	36
400	Ref. - 1	49	39
500	Ref. value	50	40
630	Ref. + 1	51	41
800	Ref. + 2	52	42
1000	Ref. + 3	53	43
1250	Ref. + 4	54	44
1600	Ref. + 4	54	44
2000	Ref. + 4	54	44
2500	Ref. + 4	54	44
3150	Ref. + 4	54	44
4000	Ref. + 4	54	44

결정한다. 다음 측정값과 STC 기준값을 비교하여 부족량(=deficiency)을 구한다. 32 dB rule 및 8 dB rule의 만족여부를 확인해가며 STC를 1 dB를 증가 혹은 감소시키며 상기의 두 조건을 만족하는 최대값을 구하는 것이다.

Weighted sound reduction index(R_w): 1/3 octave band 중심주파수 100~3150 Hz 까지 측정된 음향전달손실과 규정에서 정한 R_w 기준값을 비교하여 R_w 값을 결정하는 방법이다. STC와의 차이점은 관심주파수의 차이와 및 8 dB rule을 적용하지 않는 점이다. 표 2 및 그림 13에 차음성능으로 부터 STC 및 R_w 값 산정예를 보이고 있다.

그림 14는 STC 값과 우리가 느끼는 체감 차음성능과의 관계를 정성적으로 표현한 것이다. 그림에서 보듯이 STC 50 이상이 되어야 옆방의 소음으로부터 해방될 수 있다. 이런 지표를 근거로 건축물에서는 벽체의 차음성능을 STC 55 이상, 선박 등에서는 STC 45 이상 규정하는 경우가 많다.

표 2 STC 및 R_w 산정 예

Freq	STL	STC	diff	R_w	diff
100	24.2			31	6.8
125	25.8	33	7.2	34	8.2
160	32.1	36	3.9	37	4.9
200	35.1	39	3.9	40	4.9
250	39.4	42	2.6	43	3.6
315	45.6	45		46	0.4
400	49	48		49	
500	50.6	49		50	
630	53.8	50		51	
800	55.7	51		52	
1000	56.4	52		53	
1250	60	53		54	
1600	62.8	53		54	
2000	61.6	53		54	
2500	63.3	53		54	
3150	62.3	53		54	
4000	63.8	53			
Sum of deficiency,		17.6	OK	28.8	OK
Max. deviation		7.2	OK		

3.3 단판의 차음 특성

(1) 음의 투과원리

단판에 음파가 입사되면 일부는 반사되고 나머지는 투과한다. 음이 투과되는 원리는 다음과 같이 설명할 수 있다. 우선 입사음이 판을 진동시키는 가진력으로 작용하여 판을 진동시키게 된다. 이와 같이 유발된 판의 진동은 입사면과 반대편 즉, 투과면의 공기를 진동시켜 음파를 발생시키게 되는 것이다. 즉 판이 스피커와 같은 역할을 하게 된다. 그러므로 투과되는 음의 파동은 당연히 판의 진동현상과 관련되므로 판의 물리적 특성, 즉 질량, 감쇠 및 강성 (mass, damping and stiffness)이 STL 특성을 결정짓는 중요한 요소가 된다. 이러한 STL 특성을 주파수 별로 구분하면 매우 낮은 주파수에서는 판의 강성과 공진효과가 판의 차음특성을 결정하는 강성 제어영역(stiffness controlled region)과 공진 제어영역(resonance controlled region)이 존재한다. 하지만 일반 판넬의 경우 이 주파수 영역은 대부분 50 Hz 이하로서 관심 주파수 대역(100~5 kHz)이 아니므로 여기서는 생략한다. 한편 관심주파수대역에서는 질량 제어영역(mass controlled region)과 일치효과영역(coincidence effect region)이 존재한다.

(2) 해석 모델

단판에 대한 음향파워 투과계수 $\tau(\phi, \omega)$ 를 구

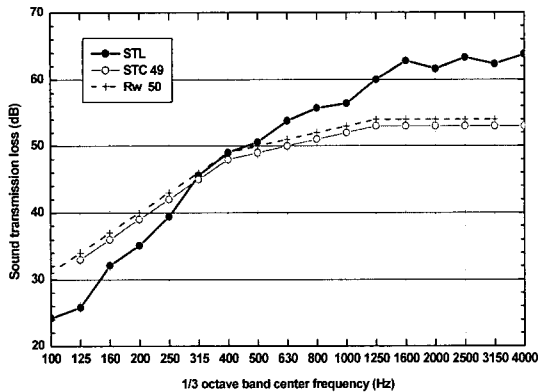


그림 13 STC 및 Rw 산정 예

하면 다음식으로 주어진다.

$$\tau(\phi, \omega) = \left| \frac{p_t}{p_i} \right|^2 = \left| 1 + \frac{Z \cos \phi}{2\rho_0 c_0} \right|^{-2} \quad (3.7)$$

여기서 Z 는 판의 임피던스를 의미한다.

무한 평판에 평면파가 입사시 판의 임피던스는 Sharp에 의하면 다음 식처럼 각 임피던스 성분들의 직렬 및 병렬의 합으로 구성된다.

$$Z = Z_M + \frac{Z_B Z_s}{Z_B + Z_s} \quad (3.8)$$

단, $Z_M = j\omega m, Z_B = -\frac{j\omega^3 D' \sin^4 \phi}{c_0^4}$

$$Z_s = \frac{-j G h \omega \sin^2 \phi}{c_0^2}$$

m = 면밀도(kg/m²)

$D' = D(1 + j\eta)$

$D = Eh^3/12$; 힘강성(Nm²/m)

E = 판의 탄성계수(N/m²)

η = 판의 손실계수

G = 전단계수(N/m²)

h = 판의 두께(m)를 표시한다.

STC	Diagram	Description
30		Most sentences clearly understood
40		Speech can be heard with some effort. Individual words and occasional phrases heard
50		Loud speech can be heard with some effort. MISC easily heard
60		Loud speech essentially inaudible. MISC heard faintly; base note disturbing

그림 14 STC의 정성적 지표

전체 임피던스 Z 는 굽힘강성 D' 가 복소수로 표현되기 때문에 실수부와 허수부로 구성된다. 물리적 의미에서 임피던스의 실수부는 감쇠 즉 에너지의 내부 손실(dissipation energy, resistive part)를 나타내며, 허수부는 반력(reactive part)을 나타낸다. 식 (3.8)에서 Z_M 은 판의 면밀도에 대한 임피던스 성분이며 차음성능에 가장 중요한 영향을 끼친다. Z_B 는 굽힘모멘트에 대한 항이고, Z_s 는 Mindlin판 이론에 근거한 것으로서 전단변형의 영향을 나타내며 Z_B 와 병렬로 연결되어 있다. 이 항은 후판 혹은 고주파수 대역에서 기여도가 커지게 된다. 따라서 일반 판넬의 경우 대부분 박판(thin plate)으로 간주되므로 Z_M 과 Z_B 만을 포함하여 다음과 같이 나타낸다.

$$Z \cong Z_M + Z_B = j \left(\omega m - \frac{\omega^3 D' \sin^4 \phi}{c_o^4} \right) \quad (3.9)$$

식 (3.9)에서 알 수 있듯이 전체 임피던스 Z 는 Z_M 과 Z_B 가 서로 반대위상이기 때문에 만일 실수부가 0 즉 댐핑이 없으면 ($\eta=0$) $Z=0$ 이 된다. 이 때 판은 외력에 대한 저항력이 전혀 없으므로 일종의 공진현상, 즉 골에서 최소 차음성능을 나타낼 것이다. 한편 전체 임피던스 Z 에 대한 기여도로서 이러한 골(dip)이 발생하기 이전까지는 Z_M 이 주성분으로서 질량제어영역(mass controlled region)이라 불리며 그 이후는 Z_B 가 지배하며 이 영역을 일치효과영역(coincidence effect region)이라고 한다. 즉 골을 분기점으로 저주파수에서는 Z_M 이 고주파수에서는 Z_B 가 중요함을 상기할 필요가 있다.

이러한 골이 발생하는 주파수를 일치주파수(coincidence frequency, f_c)라고 부르며 물리적인 현상은 입사파의 추적파수(trace wave number)와 판의 굽힘파수(bending wave number)가 일

치할 때 발생하는 일종의 공진 현상이다. 이때 소리가 가장 효과적으로 발생하게 되며 수식적으로 일치주파수, f_c 는 식 (3.9)에서 $Z=0$ 으로 놓으면 다음과 같이 구해진다.

$$f_c = \frac{c_o^2}{2\pi \sin^2 \phi} \sqrt{\frac{m}{D}} \quad (3.10)$$

식 (3.10)에서 보면 f_c 는 입사각의 함수로서 수평입사 즉, $\phi=90^\circ$ 에서 최초로 발생하며 이 주파수를 특히 임계주파수(critical frequency, $f_{cr} = \frac{c_o^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{D}}$)라고 한다.

따라서 f_{cr} 보다 큰 주파수에서는 항상 일치효과(coincidence effect)가 발생하며 판의 손실계수에 의해서 차음성능이 지배된다. 강판이나 유리창과 같은 균질평판의 경우 식 (3.10)은 다음식으로 근사화가 가능하다. 즉, $f_{cr} = 340^2 / (1.8 c_L h)$ 이며 여기서 $c_L = \sqrt{\rho/E}$: 판의 종파 속도(강판, 유리=5400 m/sec)이다.

Beranek은 일찍이 식 (3.9)에서 Z_M 만을 고려한 간이 차음성능 계산식을 제안하였다. 이를 질량법칙(mass law)이라 하며, 다음식으로 표현된다.

$$TL = 20 \log(m) + 20 \log(f) - 47, \text{ dB} \quad (3.11)$$

이 식은 간단하지만 초기 예측치로서 많이 사용되고 있다. 식에서 보면 단판의 차음성능은 면밀도 m 에 지배된다. 예로서 만일 m 이 두배 무거워지면 이때 차음성능은 $20 \log(2) = 6 \text{ dB}$ 만큼 증가함을 말해준다. 이 사실은 일반적인 차음특성에 있어서 가장 중요한 성질의 하나이다.

그림 15는 단판의 차음특성을 보이기 위한 것으로 알루미늄판($h=10 \text{ mm}$)에 대한 주파수별 차음특성의 계산결과를 보이고 있다. 주파수 약 1100 Hz에서 dip이 발생하고 있다. 이것은 식 (3.10)의 임계주파수에 해당한다. 그림에는 식

(3.11) 즉 질량법칙으로 예측된 값도 동시에 보였다. 그림으로부터 질량법칙의 경우 임계주파수 이전의 주파수 영역에서는 훌륭한 예측 수단이 됨을 알 수 있다. 일반적으로 단판이 아닌 다중판으로 보아야 하는 일반 판넬의 경우에도 암면의 밀도 혹은 표면재로 쓰인 강판의 두께 증가 등으로 인한 판 전체의 중량 증가에 따른 차음성능 변화는 질량법칙으로 초기예측이 가능하다.

그림 16은 두께가 7.8mm인 강판에 대한 계측과 예측결과를 비교한 것으로, 그림에서 보면 약 1600 Hz에서 생기는 dip은 임계주파수를 의미한 의 정확도는 매우 양호한 편이다. 한편 질량법칙으로 예측된 값은 임계주파수 이전의 주파수 대역에서는 충분한 예측정도를 보이지만 임계주파수 이후에서는 계측치와 상당한 오차를 나타내고 있다. 따라서 질량법칙의 적용가능 주파수 범위는 대략 $f < (2/3)f_{cr}$ 임을 예상할 수 있다.

3.3 다중판

차음성능을 향상시키기 위한 방법으로 앞에서 언급한 면밀도의 증가는 비용, 중량 등의 제한 및 차음성능의 한계 때문에 현실적으로 불가능한 경우가 많다.

다. 저주파수 대역에서 다소편차를 제외하곤 예측

이러한 문제에 대한 대안으로서 그림 17에 보인 것과 같은 이중판을 사용한다. 일반적으로 단판에서 얻을 수 있는 차음성능보다도 이중판(단판과 동일 무게)을 사용한 경우가 차음성능 면에서는 훨씬 효과적이다. 그러나 이중판에서는 단판에서는 보이지 않던 물리적 현상들이 나타나기 때문에 특정 주파수 대역에서는 오히려 단판보다도 차음성능이 감소하는 경우가 있다. 이중판을 통한 소음전달 경로를 살펴보면 다음과 같이 요약할 수 있다.

- i) 첫번째 판을 투과한 음파가 두번째 판을 진동시키고 이로 인하여 두번째 판으로부터 음이 방사되는 경로.
 - ii) 입사된 음파는 첫번째 판을 진동시키고 이 진동이 frame 혹은 stud 등을 통하여 두번째 판으로 전달되어 이 진동으로 인하여 두번째 판으로부터 음이 방사되는 경로. 특히 이러한 경로를 sound bridge라 부른다.
 - iii) 첫번째 판과 공기층 및 두번째 판이 하나의 시스템처럼 거동하여 공진현상을 유발시킴으로 인해서 차음성능이 급격히 감소되는 경우로서, 이때 공기층은 하나의 스프링 역할을 하게된다.
- 구조적 연결이 없다고 가정한 중공이중판 모델

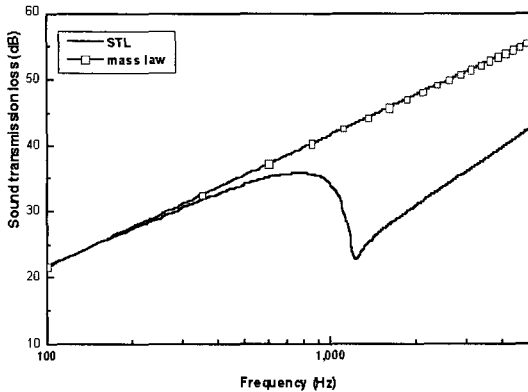


그림 15 10 mm 알루미늄판의 차음특성

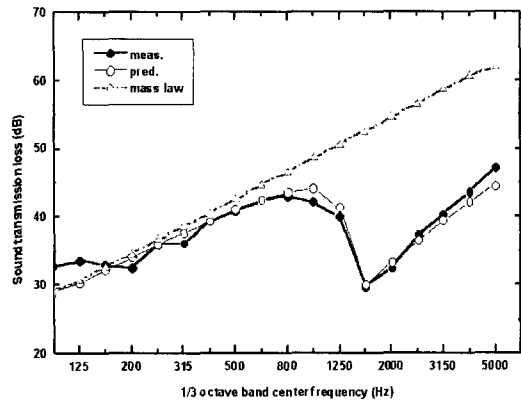


그림 16 계측과 예측치의 비교 : 7.8 mm 강판

(그림 17 참조)은 상하표면재와 중간층이 공기층으로 구성된 시스템이다. 판넬로서 대표적인 중공 이중판은 유리창으로 구성된 판넬시스템을 들 수 있다. 중공이중판의 투과원리를 살펴보면 입사음이 상부표면재를 가진시킴으로 이로 인하여 내부 공기층에 음파가 발생한다. 공기층 내부에서는 입사와 반사 현상으로 하부표면재를 가진시키고 이로부터 하부표면재 밖으로 투과음이 발생하게 되는 것이다.

(1) 중공 이중판

중간층이 공기층인 중공이중판에 대한 투과계수는 다음과 같이 주어진다.

$$\tau(\phi, \omega) = \frac{-2j(\rho_o c_o \sec \phi)^2 / (kd \cos \phi)}{[Z_1 + \frac{\rho_o c_o}{\cos \phi} - \frac{j\rho_o c_o}{kd \cos^2 \phi}]} \frac{1}{[Z_2 + \frac{\rho_o c_o}{\cos \phi} - \frac{j\rho_o c_o}{kd \cos^2 \phi}] + (\frac{\rho_o c_o}{kd \cos^2 \phi})^2} \quad (3.12)$$

여기서 d = 공기층의 두께, $Z_{1,2}$ = 각 판의 음향 임피던스(식 (3.9) 참조), $k = \omega/c_o$; 파수(wave number)를 의미한다.

(2) Mass-spring-mass 공진 주파수, f_o

중공이중판은 물론 다중판에서 공통적으로 나타나는 공진현상으로서 상하 표면재가 중립축에 대하여 강성이 전혀 없는 질량처럼 거동을 하고, 중심재는 스프링과 댐퍼의 역할을 하게 될 때 이에

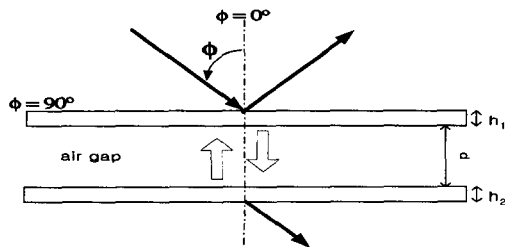


그림 17 중공이중판 모델

따른 공진이 발생하게 된다. 이때의 거동은 중간 공기층이 기계 시스템에서의 스프링-감쇠 시스템과 같은 역할을 하는 경우이며 이중판은 그림 18과 같은 M-K-C 시스템으로 표현이 가능하다.

이때 표면재는 질량만 존재하는 박막(membrane)처럼 거동하며 상하표면재는 중심축을 기준으로 서로 대칭인 형태로 거동한다. 한편 중간층 내부의 공기층은 공기스프링 역할을 하게 된다. 이때의 차음특성으로서 $f = f_o$ 인 주파수에서는 이러한 M-K-C 시스템에 해당하는 공진이 발생해서 표면재의 진폭(amplitude)이 증대하므로 투과측에서 상당한 음파가 발생한다. 공기층의 감쇠(즉 공기층 내부의 흡음)를 무시한다면 이론적으로 투과계수는 1 즉 차음성능은 0이 된다. 수식적으로는 식 (3.12)에서 분모가 0이 될 때이다. 이식으로부터 유도되는 mass-spring-mass 공진 주파수는 경사 입사에 대하여

$$f_o = \frac{1}{2\pi \cos \phi} \left(\frac{\rho_o c_o^2}{d} \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \right)^{1/2} \quad (3.13)$$

이 되고, 수직 입사인 경우에 처음 발생하게 된다. 식 (3.13)에서 보면 공기층의 두께 d 가 분모에 포함되므로 d 가 증가할수록 f_o 는 저주파수에서 발생하는 것을 알 수 있다.

중공이중판의 차음 예측정도를 보여주는 예로서 이중유리창($h = 5$ mm, 공기층 = 12 mm)을 대상으로 계산 및 예측결과를 그림 18에 비교하였다. 250 Hz에서 mass-spring-mass 공진 주파수 f_o 가 발생하고, 2,500 Hz에서 임계주파수 f_{cr} 이 발생하

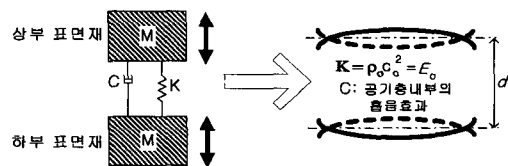


그림 18 Mass-spring-mass 공진 모델

는 것을 볼 수 있다. 임계주파수 이후 약간의 오차를 제외하곤 대체적으로 충분한 예측 정도를 갖고 있다. 이오차의 원인은 댐핑값의 산정에 지배된다.

3.4 혼합판의 음향전달손실(STL of Composite Leaf Panel)

판넬이 재질이 서로 다른 판들로 구성되는 경우

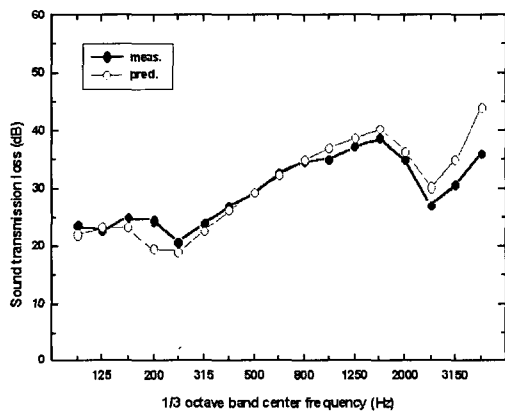


그림 18 예측과 예측치의 비교 : 이중유리창 ; Glass (5 mm) + Airgap(12 mm) + Glass(5 mm)

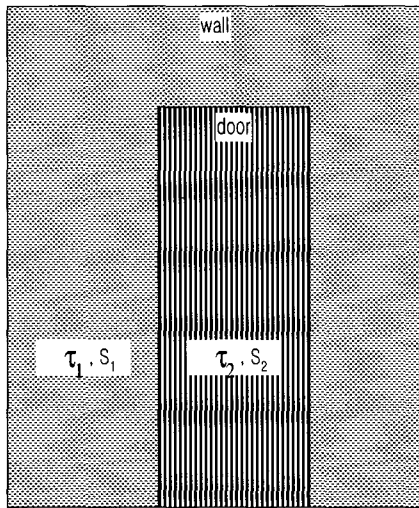


그림 19 혼합판 예 : wall + door

가 흔히 있다. 예를 들면 그림 19와 같이 door가 포함된 벽면이 이에 포함된다.

이러한 판의 차음손실은 각판의 음향투과계수를 τ_1, τ_2 또한 면적을 S_1, S_2 라고 하면 전체 판의 차음손실은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$STL = 10 \log [S] - 10 \log [\tau_1 S_1 + \tau_2 S_2] \quad (3.14)$$

단, $S = S_1 + S_2$ 로서 벽면 전체의 면적에 해당한다.

만일 실험이나 계산 등을 통해서 wall 및 door 각각의 차음 성능이 STL_1, STL_2 이오 주어졌다면 식 (3.14)은 다음과 같이 된다.

$$STL = 10 \log [S] - 10 \log [10^{STL_1/10} S_1 + 10^{STL_2/10} S_2] \quad (3.15)$$

참고 문헌

- (1) M. E. 1970, "Delany and E. N. Bazley, Acoustical Properties of Fibrous Absorbent Materials," Appl. Acoust. 3, pp. 105~116.
- (2) Voronina, N., 1996, "Improved Empirical Model of Sound Propagation Through a Fibrous Material," Appl. Acoust. Vol. 48, No.2, pp. 121~132.
- (3) Voronina, N., 1997, "An Empirical Model for Rigid Frame Porous Materials with High Porosity," Appl. Acoust. Vol. 107, No.3, pp. 181~198.
- (4) J. F. Allard, Propagation of Sound in Porous Media, (Elsevier Applied Science, New York, 1993), chap. 7.
- (5) H. J. Kang, et. al, 2000, "Prediction of Sound Transmission Loss Through Multi-layered Panels by Using Gaussian Distribution of Directional Incidnet Energy," J. Acoust. Soc. Am. Vol. 107, No.3, pp. 1413~1420.