

〈論 文〉

다층벽 차음구조물에 대한 음향투과손실 예측에 관한 연구

김의간* · 강동림** · 전효중*

(1991년 4월 10일 접수)

The Study on the Pre-Estimate of Sound Transmission Loss of Multi-Laminated Walls

Ue-Kan Kim, Dong-Lim Kang and Hyo-Jung Jeon

Abstract

The values of sound transmission loss is generally utilized to evaluate the characteristics of noise control using enclosures which are widely adopted to reduce the noise emission in various application. But the pre-estimation theory of sound transmission loss of multi-laminated walls has not been established so far. A theoretical calculation method of sound transmission loss of multi-laminated walls is suggested in this paper by acoustic four terminal network theory. Values of characteristic impedance and complex propagation coefficient of porous materials are calculated by the sound flow resistance value of porous sound absorbing materials. Comparing the measurements from two reverberant rooms to the calculations, it was confirmed that the suggested theory in this paper could be used for the whole frequency band except for the critical frequency area.

1. 서 론

현대사회의 급속한 산업화에 따른 공장소음의 증대와 자동차의 증가는 인간의 육체적, 정신적 상태에 민감한 영향을 미치고 있으나, 대다수의 사람들은 이에 대한 적절한 대책없이 생활하므로 작업능률 저하, 대화곤란 및 청각장애 등의 문제들이 발생하고 있다. 특히, 생활수준의 향상과 더불어 작업환경 개선 및 쾌적한 생활환경 조성에 관심을 갖게됨에 따라 소음은 심각한 사회문제로 대두되고 있다.

소음·진동문제가 발생하였을 경우의 일반적인 대책 수법으로는 음원대책과 파동의 전파방지이며, 이를 위하여 먼저 음원, 소음의 전파경로, 수음점

등에 관하여 조사, 측정하여 소음의 허용치, 기술적 한계, 경제적 조건 등을 고려한 감쇠량 및 이것을 실현하기 위한 대책을 수립하게 된다.

소음을 저감하는 방법으로서 소음원 자체의 소음을 줄이는 것이 가장 효과적이지만, 현실적으로는 기술적인 한계 등으로 인하여 어려움이 있다. 따라서 경제적이고 실용적인 소음대책으로 소음원을 차음구조물로 둘러싸서 소음제어를 하는 방법이 자주 이용되고 있다. 특히 효과적으로 음을 차단하기 위해서 다층벽 또는 다층벽에 흡음재의 부착, 공기층의 삽입, 구멍뚫린 판재 등을 이용하여 음을 차단하는 경우가 많으며, 이러한 경우 설계단계에서 미리 차음벽의 차음특성을 예측할 필요가 있다.

차음벽의 차음특성을 평가하는 방법으로는 음향투과손실이 일반적으로 이용되고 있으며, 질량법칙, coincidence 효과 등을 이용하여 예측하여 왔다. 그러나 이들 방법은 균질판에 대하여서는 신빙

* 정회원, 한국해양대학 선박기계공학과

** 정회원, 현대자동차 상용기술센터

성을 가지나, 차음효과를 증대시키기 위하여 차음벽에 공기층을 삽입하거나 다공질 흡음재 등을 부착한 다층 구조의 차음벽에 대하여서는 적용할 수 없는 단점을 가지고 있다.

이러한 다층벽에 대한 이론해석으로는 파동방정식을 직접 해석한 London⁽¹⁾의 해법을 기초로 하여 수정된 많은 해석법이 제안되었으나, 파동 방정식으로 해석하는 데는 계산절차의 복잡함과 계산결과와의 신뢰성 등에 의하여 실용화되지 못하고 있는 실정이다.

따라서 본 논문에서는 균질관, 공기층, 흡음재 등이 부착된 다층벽에 대한 음향투과손실을 전기계의 회로망이론에 근거한 음향4단자법으로 해석하는 이론을 제안하고 여러가지 다층벽에 적용하여 실측치와 비교·검토함으로써 제안한 계산법의 타당성을 확인하고자 한다.

2. 음향4단자 행렬법에 의한 음향투과 손실의 예측

임의로 구성된 다층벽의 음향투과손실을 계산하는 방법으로 전기계의 4단자 회로망이론을 응용한 해석법^(2,3)이 발표되었다. 이 방법은 차음구조물의 관재료, 다공질 흡음재, 공기층 등의 음향적 특성을 각각 음향4단자행렬로 치환하여 이들의 특성과 파라미터를 정식화함으로써 임의의 다층벽에 대한 차음성능을 평가할 수 있는 잇점이 있다. 그러나 지금까지 발표된 논문에서는 다공질 흡음재의 특성(복소전파정수와 특성임피던스)을 실험에 의하여 구하여야 하는 번잡함이 있어 예측의 의미가 상실되는 문제점이 있다.

따라서 본 논문에서는 흡음재의 특성을 규격집에 규정되어 있는 음향흐름 저항치를 이용하여 계산하는 방법을 검토하였고, 실측치와 비교하여 계산법의 타당성 및 신빙성을 검토하였다.

전기계에 있어서 4단자회로를 음향4단자회로로 치환하면 전기계의 전압과 전류는 음향계의 음압과 입자속도에 대응한다.

따라서, Fig. 1에서와 같은 다층벽을 음향4단자회로로 치환하여 등가회로를 작성하면 Fig. 2와 같이 된다. 여기서 Z_0 는 x 축 방향의 공기의 특성인 피던스를 의미한다. Fig. 2에서 다층벽의 제 j 번째 매질의 입구에서 입사파의 음압과 입자속도를 P_{j-1} , U_{j-1} 로 하고, 출구에서의 음압과 입자속도를

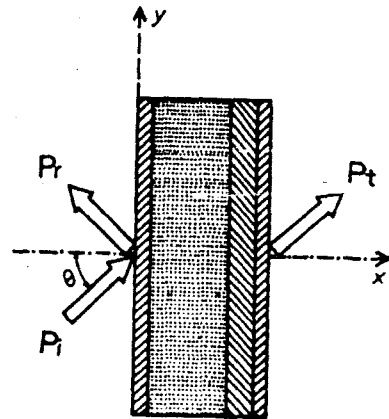


Fig. 1 Incidence of plane wave to multi-laminated walls

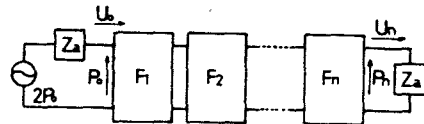


Fig. 2 Circuit of acoustic four-terminal of multi-laminated walls

P_j , U_j 라 하면, 음향4단자행렬 $[F_j]$ 와의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} P_{j-1} \\ U_{j-1} \end{Bmatrix} = [F_j] \begin{Bmatrix} P_j \\ U_j \end{Bmatrix} \quad (1)$$

상식을 다층벽에 적용하면 다층벽 입·출구에서의 음압과 입자속도의 관계는 다층벽 구성요소의 음향4단자행렬에 의하여 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} P_0 \\ U_0 \end{Bmatrix} = [F_1][F_2] \cdots [F_N] \begin{Bmatrix} P_N \\ U_N \end{Bmatrix} \\ = \begin{Bmatrix} A & B \\ C & D \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} P_N \\ U_N \end{Bmatrix} \quad (2)$$

P_0, P_N : 다층벽 입·출구에서의 음압

U_0, U_N : 다층벽 입·출구에서의 입자속도

$$P_0 = (p_{oi} e^{-ik \cos \theta x} + p_{or} e^{ik \cos \theta x}) e^{-ik \sin \theta y} e^{i\omega t} \\ P_N = p_{Nt} e^{-ik(\cos \theta x + \sin \theta y)} e^{i\omega t} \quad (3)$$

p_{oi} , p_{or} , p_{Nt} : 입사파, 반사파, 투과파의 진폭

θ : 입사각

여기서 음향4단자행렬은 일반적으로 이용되고 있는 전달함수의 역행렬로 된다. 다층벽의 입·출구에서의 상태는 공기의 경우가 일반적이므로 공기중에서의 등바과 입자속도와와의 관계, 즉, $\frac{P}{U} = \frac{\rho c}{\cos \theta}$ 를 식(2)의 U_o, U_N 에, 식(3)을 식(2)의 P_o, P_N 에 대입하여 입사각이 θ 인 경우의 음향투과율 τ_o 를 계산하면 식(4)로 된다.

$$\tau_o = \left| \frac{D_{N1}}{D_{o1}} \right|^2 = \left| \frac{2}{A + B \cdot \frac{\cos \theta}{\rho c} + C \cdot \frac{\rho c}{\cos \theta} + D} \right|^2 \quad (4)$$

또한, 투과율 τ_o 를 이용하여 랜덤입사에 대한 음향투과손실 TL_o 를 구하면 다음과 같이 된다.

$$TL_o = 10 \text{Log}_{10} \frac{1}{(2 \int_0^{\pi/2} \tau_o \cos \theta \sin \theta \, d\theta)} \quad (5)$$

식(4)에서 미지수는 A, B, C, D 이며 이들은 다층벽의 구성요소 즉, 균질판, 다공질, 흡음재, 공기층, 구멍뚫린 판재료 등의 각 요소에 대한 음향4단자행렬을 구하면 간단히 계산할 수 있다. 각 요소에 대한 음향4단자행렬의 계산은 다음과 같다.

(1) 균질판재료의 음향4단자행렬

Fig. 3에서와 같이 무한평판에 파장 λ 의 평면파

가 각도 θ 로 입사한다고 하면 무한평판에는 $\lambda_1 = \lambda / \sin \theta$ 의 굽힘파(bending wave)가 발생하게 되며, 이로 인하여 음압 강약의 소밀파(疎密波)가 벽체에 발생하게 된다. 판의 두께 h 가 굽힘파의 파장 λ_1 에 비해 충분히 얇다고 하면 무한평판의 운동방정식은 식(6)과 같이 된다.

$$m \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} + B \frac{\partial^4 \xi}{\partial y^4} = p_1 - p_2 \quad (6)$$

p_1, p_2 : 판의 양면에 작용하는 음압

ξ : 판의 x 방향의 변위

m : 면밀도

B : 판의 굽힘강성계수($=EI/(1-\nu^2)$)

E : 종탄성계수

I : 단위면적폭의 관성모멘트($=h^3/12$)

ν : 프와송 비

상식을 정리하여 기계임피던스 Z_M 을 구하면 다음과 같이 된다.

$$Z_M = i(\omega m - B\omega^3 \frac{\sin^4 \theta}{c^4}) \quad (7)$$

식(7)로부터 기계임피던스 Z_M 가 0이 되는 입사파의 주파수는 다음과 같이 된다.

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{c^2}{2\pi \sin^2 \theta} \sqrt{\frac{m}{B}} \quad (8)$$

여기서 음파의 입사각이 $\pi/2$ 즉, $\sin \theta = 1$ 의 경우에 식(8)의 주파수 f 가 최저로 되고 이를 coincidence 한계주파수 f_c 라고 하며, 이를 식(7)에 대입하여 정리하면 평판의 기계임피던스 Z_M 은 다음과 같이 된다.

$$Z_M = i\omega m [1 - (\frac{f}{f_c})^2 \sin^4 \theta] \quad (9)$$

식(9)는 균질판의 차음특성을 평가하는데 일반적으로 이용되는 식으로 제1항은 질량의 증가에 따라 차음효과가 증대되는 질량법칙을, 제2항은 입사파의 주파수 f 가 $f_c / \sin^2 \theta$ 와 일치하면 평판의 기계임피던스 Z_M 이 0으로 되는 일종의 공진상태로 되어, 평판은 심하게 진동하게 되고 차음효과가 급격히 저하하는 coincidence 효과를 나타낸다. 그러나 실

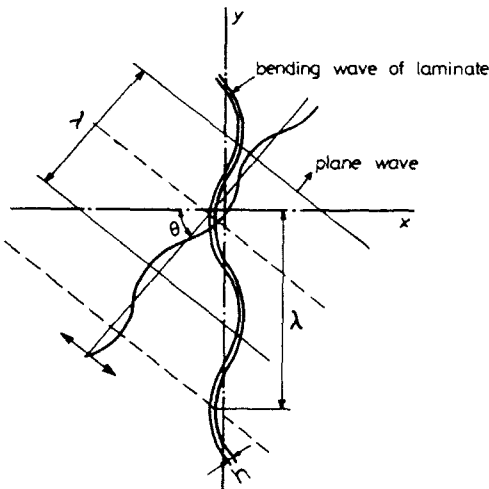


Fig. 3 Coincidence effects

제 차음벽에서는 내부손실이 존재하므로 기계임피던스 Z_M 이 0으로 되지 않는다. 따라서 London⁽¹⁾은 판재료의 기계임피던스 Z_B 로써 판의 내부손실을 속도에 비례하는 저항 성분으로 가정하여 식(9)를 다음과 같이 수정하여 제안하였다.

$$Z_B = \frac{2\gamma_B}{\cos\theta} + i\omega m \left(1 - \frac{f^2}{f_c^2} \sin^4\theta\right) \quad (10)$$

γ_B : 내부손실의 저항계수

따라서 판 또는 고무재료와 같은 균질단판의 음향4단자행렬 $[F_B]$ 는 입자속도의 연속조건과 압력의 평형조건을 식(10)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$[F_B] = \begin{bmatrix} 1 & Z_B \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

(2) 다공질흡음재의 음향4단자행렬

공기중으로부터 다공질 흡음재에 평면파가 각도 θ 로 입사하는 경우, 공기중의 음압분포는 다음과 같이 된다.

$$P_o(x, y) = (p_i e^{-ikx \cos\theta} + p_r e^{ikx \cos\theta}) e^{-iky \sin\theta} \quad (12)$$

p_i : 공기중에서 입사파의 진폭
 p_r : 공기중에서 반사파의 진폭
 k : 공기중에서의 파장정수

또한, 다공질 흡음재내에서의 음압분포는 감쇠를 고려하여 x, y 방향의 전파정수를 각각 q, r 이라고 하고, 입사파 및 반사파의 진폭을 각각 a, b 라고 하면 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P(x, y) = (ae^{-qx} + be^{qx}) e^{ry} \quad (13)$$

공기와 흡음재의 경계면 ($x=0$)에서 음압은 평형조건을 만족하여야 하므로 식(12)와 식(13)으로부터 다음의 관계가 성립하게 된다.

$$\begin{aligned} p_i + p_r &= a + b \\ r &= -ik \sin\theta \end{aligned} \quad (14)$$

공기중에서는 감쇠를 무시한 파장정수 k 를 사용하지만, 다공질 흡음재내에서는 감쇠를 고려하여야 하기 때문에 파장정수 k 대신에 복소전파정수 γ_m

을 이용하여 흡음재내에서의 파동방정식을 유도하면 다음과 같이 된다.

$$\nabla^2 P = \gamma_m^2 P \quad (15)$$

∇^2 : Laplacian

$$\gamma_m = a_m + i\beta_m$$

(a_m : 감쇠정수, β_m : 위상정수)

P : 음압

식(13)을 식(15)에 대입하면 흡음재내에서의 x 방향의 전파정수 q 는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} q^2 + r^2 &= \gamma_m^2 \\ q &= \gamma_m \sqrt{1 - \left(\frac{ik \sin\theta}{\gamma_m}\right)^2} \end{aligned} \quad (16)$$

또한 다공질 흡음재내에서의 x 방향 입자속도 U_x 는 식(15)로부터 다음의 식(17)과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} U_x(x, y) &= -\frac{1}{\gamma_m Z_m} \frac{\partial p}{\partial x} \\ &= \frac{q}{\gamma_m Z_m} (ae^{-qx} - be^{qx}) e^{ry} \end{aligned} \quad (17)$$

Z_m : 다공질 흡음재의 특성임피던스

여기서 식(13)와 식(17)을 행렬식으로 나타내면 식(18)과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} P(x, y) \\ U_x(x, y) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} e^{-qx+ry} & e^{qx+ry} \\ e^{-qx+ry}/Z_{mx} & -e^{qx+ry}/Z_{mx} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ b \end{Bmatrix} \quad (18)$$

단, $Z_{mx} = \gamma_m Z_m / q$

식(18)로부터 다공질 흡음재의 경계 $x=0$ 및 $x=d$ 에서의 관계를 구하여 식(1)에 대입하면 다공질 흡음재의 음향4단자행렬 $[F_m]$ 은 식(19)와 같이 된다.

$$[F_m] = \begin{bmatrix} \cosh(qd) & Z_{mx} \sinh(qd) \\ \sinh(qd)/Z_{mx} & \cosh(qd) \end{bmatrix} \quad (19)$$

식(19)의 다공질 흡음재의 음향4단자행렬에서 미지수는 흡음재의 복소전파정수 γ_m 과 특성임피던스 Z_m 이다. 그러나 일반적으로 이들 값의 추정은 측정에 의하여 구하고 있어⁽²⁾ 예측의 의미가 상실되는 문제점이 있다.

Beranek⁽⁴⁾는 흡음재의 흡음특성에 대하여 이론적으로 고찰하고 음향흐름저항치를 이용하여 흡음재의 복소전과정수 γ_m 과 특성임피던스 Z_m 을 계산하는 방법을 제시하였다. 小幡⁽⁷⁾등은 각종 흡음재의 음향흐름저항치를 측정하고 이값을 Beranek의 이론에 적용하여 복소전과정수를 계산하고, 또한 이들 흡음재의 복소전과정수를 측정하여 양자를 비교한 결과 양호한 일치를 얻었다.

따라서 본 논문에서는 Beranek의 연구 결과를

이용하여 복소전과정수 γ_m 과 특성임피던스 Z_m 을 구하였다. 흡음재의 음향흐름저항치는 규격집⁽⁸⁾의 값을 이용하였다. 다음에 이들의 관계를 보인다.

$$Z_m = -iK(\gamma_m/\omega Y) \tag{20}$$

$$\begin{aligned} \gamma_m &= \alpha_m + i\beta_m \\ &= i\omega\sqrt{\frac{Y}{K}}\sqrt{\langle\rho\rangle - i\frac{\langle R\rangle}{\omega}} \end{aligned} \tag{21}$$

$$\langle\rho\rangle = \rho_o\kappa\left\{\frac{R^2/[\rho_m\omega(1+\rho_o(\kappa-1)/\rho_m)]^2[Y+\rho_m/(\kappa\rho_o)]+1/[1+\rho_o(\kappa-1)/\rho_m]}{1+R^2/[\rho_m\omega(1+\rho_o(\kappa-1)/\rho_m)]^2}\right\}$$

$$\langle R\rangle = R\left\{\frac{[1+\rho_o(\kappa Y-1)/\rho_m+\rho_o^2(\kappa^2-1)Y/\rho_m^2]/[1+\rho_o(\kappa-1)/\rho_m]^2}{1+R^2/[\rho_m\omega(1+\rho_o(\kappa-1)/\rho_m)]^2}\right\}$$

Y : 흡음재의 다공도

κ : 구조계수 (=5.5~4.5 Y)

K : 공기의 체적탄성계수

ρ_o : 공기의 밀도

ρ_m : 차음재의 밀도 (= $\rho_2(1-Y)$)

ρ_2 : 차음재에서 고형질의 밀도

R : 음향흐름저항치

여기서 $\rho_o(\kappa-1)/\rho_m \ll 1$ 인 경우에는 식(20), 식(21)의 $\langle\rho\rangle$, $\langle R\rangle$ 은 다음과 같이 근사된다.

$$\langle\rho\rangle = \rho_o\kappa\left\{\frac{(R/\rho_m\omega)^2(Y+\rho_m/\kappa\rho_o)+1}{1+(R/\rho_m\omega)^2}\right\} \tag{22}$$

$$\langle R\rangle = R/[1+(R/\rho_m\omega)^2]$$

(3) 공기층의 음향4단자행렬

다층벽에 포함되어 있는 공기층의 음향4단자행렬 $[F_A]$ 는 공기층내에서 음파의 감쇠가 일반적으로 다른 요소에서의 감쇠에 비하여 작으므로 이를 무시하여 계산하면 식(19)의 특별한 경우로서 다음과 같이 된다.

$$[F_A] = \begin{bmatrix} \cos(kd_A\cos\theta) & ipc\sin(kd_A\cos\theta) \\ i\sin(kd_A\cos\theta)/\rho c & \cos(kd_A\cos\theta) \end{bmatrix} \tag{23}$$

d_A : 공기층의 폭

3. 실측치와 계산치의 비교 고찰

본 논문에서 제시한 계산법의 타당성을 확인하기

위하여 여러가지 다층벽에 대한 음향투과손실을 음향4단자법에 의하여 계산하고 잔향실-잔향실법으로 측정된 결과⁽⁶⁾와 비교한 것을 Fig. 4, 5, 6, 7, 8에 보인다.

Fig. 4~6은 두께 3mm 철판의 양쪽면에 각각 두께 13mm의 glass wool을 접착한 경우에 대한 것이고, 각각의 glass wool 밀도는 16kg/m³, 32kg/m³, 128kg/m³이다. Fig. 7은 두께 7mm의 석고보드 사이에 두께 45mm의 rock wool이 접착된 다층벽에 대한 결과이다. Fig. 8은 두께 7mm의 석고보드를 100mm의 간격을 두고 배치하여 중앙에 두께

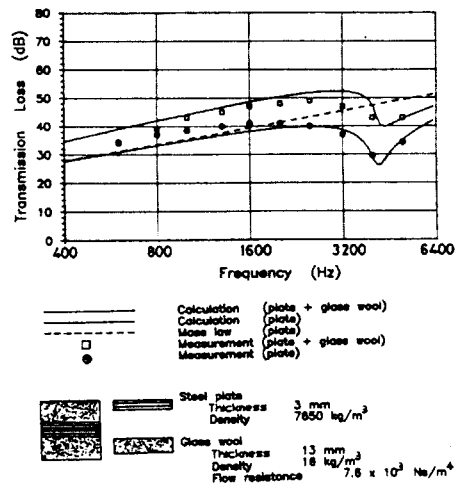


Fig. 4 Measured and calculated values of Sound transmission loss

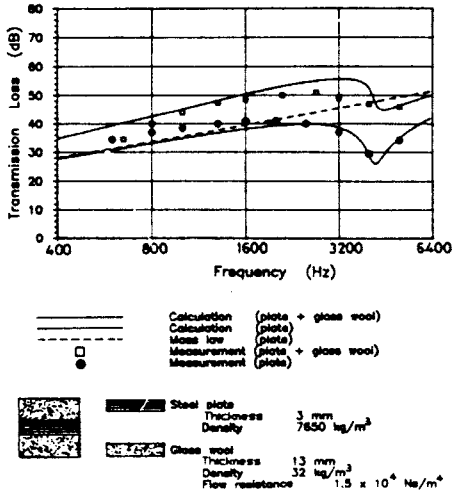


Fig. 5 Measured and calculated values of sound transmission loss

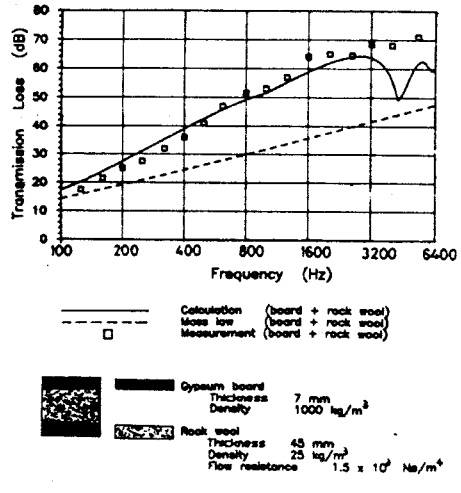


Fig. 7 Measured and calculated values of sound transmission loss

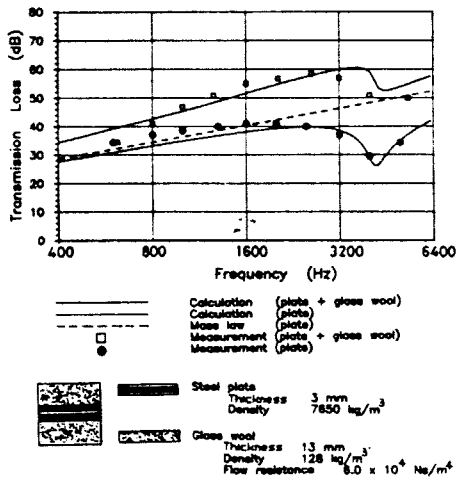


Fig. 6 Measured and calculated values of sound transmission loss

50mm의 rock wool과 rock wool 양쪽에 두께 25 mm의 공기층을 삽입한 다층벽에 대한 결과이다. 계산에 필요한 glass wool 흡음재의 음향흡음저항치는 JIS규격(A6306)에서 glass wool의 밀도에 따른 허용범위의 상한, 하한값을 이용하여 내·외삽법으로 구하였다. rock wool의 음향흡음저항치는 小幡⁷⁾의 문헌에서 인용하였다.

다공질 흡음재의 세공내를 출입하는 공기의 상태 변화는, 저주파에서는 등온변화에 가까운 상태변화를, 고주파에서는 단열변화에 가까운 상태변화를

하므로 공기의 체적탄성계수 $K(N/m^2)$ 의 값은, 100Hz이하의 주파수 영역에서는 등온변화에 따른 체적탄성계수 $1.01 \times 10^5(N/m^2)$, 1000Hz 이상의 주파수 영역에서는 단열변화 체적탄성계수 $1.41 \times 10^5(N/m^2)$ 를 이용하였으며, 100Hz~1000Hz의 주파수 영역에서는 내삽법을 이용하여 계산하였다⁷⁾.

입사각의 범위는 잔향실-잔향실법에 의하여 측정된 결과가 $0^\circ \sim 90^\circ$ 의 범위에 걸쳐 균등하게 입사하는 확산음장으로 생각되어 계산에서도 랜덤입사상태로 보고 계산하였다.

Fig. 4, 5, 6에서 점선을 질량법칙으로 계산한 결과이며 검은색 실선은 두께가 있는데, 아래의 실선과 +표는 각각 흡음재를 부착하지 않은 균질단판에 대하여 질량법칙에 coincidence 효과를 고려하여 계산한 결과(실선)와 실측치(+)이다. 위의 실선과 □표는 각각 다공질 흡음재가 부착된 상태에서의 음향투과손실을 음향4단자법에 의하여 계산한 결과(실선)와 실측치(□)이다.

이들 계산결과를 검토하여 보면 먼저 다공질 흡음재가 부착되지 않은 균질판의 경우에는 질량법칙에 coincidence 효과를 고려하여 계산한 결과와 실측치는 양호한 일치치를 보이고 있으나, 흡음재가 부착된 경우에는 상당한 오차를 보이고 있다. 또한, 흡음재의 밀도가 증가함에 따라 오차도 증가하고 있어 흡음재가 부착된 다층벽에 대해서는 질량법칙을 적용할 수 없음을 알 수 있다.

음향4단자법으로 흡음재가 부착된 다층벽에 대하여 계산한 결과는 coincidence 한계 주파수 영역 이외에는 실측치와 대체로 일치하고 있어 본 논문에서 개발한 전산프로그램에 의한 계산이 유용함을 나타내고 있다. 또한 흡음재의 두께가 같더라도 glass wool의 밀도가 증가함에 따라 음향투과손실이 증가함을 알 수 있다.

coincidence 한계 주파수 영역에서는 계산치가 실측치보다 작게 계산되어 있다. 이는 음향4단자법에서 무한평판에 대한 식(10)를 유한평판에 그대로 적용한 점, coincidence 한계주파수 영역에서는 차음벽의 질량효과가 거의 없는 점, 진동진폭의 증가에 따른 내부손실의 비선형성을 고려하지 못한 점이 원인으로 생각된다. glass wool의 밀도는 철판의 밀도에 비하여 상당히 작으므로, glass wool과 철판의 면밀도를 함께 고려하여 질량법칙으로 계산한 결과는 철판만으로 계산한 결과와 거의 차이가 없다.

Fig. 7에서도 Fig. 4, 5, 6과 거의 같은 결과를 얻었다. 여기에서 Fig. 4, 5, 6과 Fig. 7을 비교하여 보면, Fig. 4, 5, 6에서 차음벽의 면밀도는 23~26kg/m²인데 비하여, Fig. 7의 차음벽이 Fig. 7의 차음벽의 면밀도는 15kg/m²이므로 질량법칙에 의하면 Fig. 7의 차음벽이 Fig. 4, 5, 6의 차음벽보다 차음성능이 떨어질 것으로 생각되나 이와는 반대로 차음성능이 우수한 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 7에서와 같은 차음벽에서는 음파가 판재사이에서 반사

를 반복하기 때문에 다공질 흡음재에 의한 감쇠효과가 유효하게 작용한 결과로 생각되며 흡음재를 균질판의 바깥쪽에 정착하는 것보다 내부에 삽입하는 것이 유효함을 알 수 있다.

Fig. 8에서와 같이 공기층을 포함하고 있는 다층벽에 대한 음향투과손실의 예측치는 다른 경우의 차음판에서의 결과보다 실측치와 큰 차이를 보이고 있으나 대체로 계산치와 실측치는 같은 경향을 보이고 있어 실용상 크게 문제로 되는 정도는 아니며, 이는 공기층에 대한 감쇠의 영향을 고려하지 않은 것이 원인으로 생각된다.

4. 결 론

공기전파음에 대한 다층벽의 차음성능 평가에는 일반적으로 음향투과손실이 이용되며 이에 따른 이론으로는 질량법칙과 coincidence 효과가 종전부터 이용되어 왔으나 차음효과를 높이기 위하여 다층벽에 흡음재 및 공기층 등을 포함하는 경우에는 적용할 수 없다.

따라서 본 논문에서는 이러한 다층벽의 차음성능을 음향4단자법을 적용하여 음향투과손실을 예측하는 계산법을 제안하고, 전산프로그램을 작성하여 실측치와 계산치를 대비한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 다층벽의 음향투과손실을 이론적으로 계산하는 방법으로 음향4단자법이 이용되고 있으나 흡음재의 복소전과정수와 특성임피던스를 실험으로 구하여야 하는 불편함이 있었다. 본 논문에서는 이들의 값을 흡음재의 물성치와 규격집의 음향흡률저항치로부터 계산하여 다층벽의 음향투과손실을 예측하는 방법을 제시하였다.

(2) (1)의 결과를 이용하여 각종 차음벽에 대하여 음향투과손실을 계산하고, 잔향실-잔향실법에 의하여 측정된 값과 비교한 결과 coincidence 한계 주파수 근방을 제외하고는 실용상 문제없는 결과를 얻었다.

(3) 다층벽의 차음성능은 차음벽의 면밀도의 증가와 함께 향상되지만, 차음벽의 구성요소의 배열상태 또한 차음성능에 상당한 영향을 미치고 있는 것을 확인하였다.

(4) 이상의 결과로부터 본 논문에서 제안한 음향4단자행렬법에 의한 다층벽의 음향투과손실 예측법은, 차음 구조물을 이용하여 차음대책을 수립하는

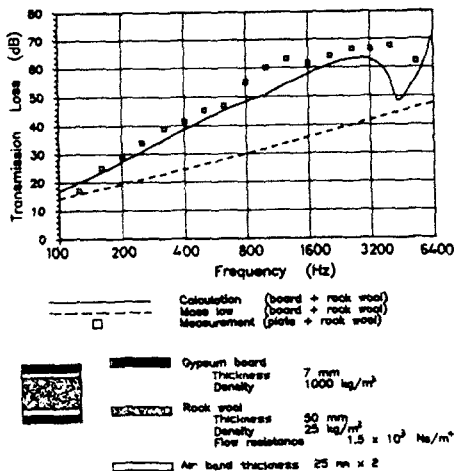


Fig. 8 Measures and calculated values of sound transmission loss

경우 유효하게 이용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 1989년도 문교부 지원 학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었으며, 이에 재단 및 관계자 여러분에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) London, A., 1950, "Transmission of Reverberant Sound through Double Walls," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 22, No. 2, pp. 270~279.
- (2) 浜田辛雄 外, 1987, "4端子回路網理論による多層壁のランダム入射透過損失の推定," 日本建築學會計畫系論文報告集, 第 362卷, pp. 1~7.
- (3) 太田光雄, 1978, "一般二重壁の音響特性に対する系統的理論と吸音性中空二重壁への實際的適用," 日本音響學會誌, 第31卷1号, pp. 3~10.
- (4) Beranek, L.L., 1947, "Acoustical Properties Homogeneous, Isotropic Rigid Tiles and Flexible Blankets," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 19, No. 4, pp. 556~568.
- (5) 日本工業規格, ロックウール吸音材(A6303), グラスウール吸音材(A6306).
- (6) 日本音響材料協會編, 騒音・振動対策ハンドブック, 技報堂, pp. 279~327, 624~686.
- (7) 小幡輝夫 外, "吸取形消音器の消音特性.(第1報, 纖維状吸音材の音響特性について)," 日本機械學會論文集, 第42卷, 第363号, pp. 3500~3506.