음향 전달 손실의 측정 및 예측에 관한 고찰

이 종 화*
(Micro S&V Control)

1. 머 리 말

음향 전달 계수(sound transmission coefficient : τ)는 차음재의 차음성능을 나타내는 값으로 다음과 같이 차음재에 입사되는 음향 파워(Π_{inc})와 투과되는 음향 파워(Π_{tran})의 비로 정의되고,

$$\tau = \frac{\Pi_{tran}}{\Pi_{inc}} \tag{1}$$

일반적으로는 이의 상용 로그 표현으로서 데시벨(dB)을 단위로 하는 음향 전달 손실(sound transmission loss : STL 또는 TL)로 나타내어진다.

$$TL = -10\log_{10}(\tau) \tag{2}$$

음향 전달 손실은 본래 차음재의 특성으로써 도입되었고, 차음재의 재질과 두께 등이 정해지면 동일한 값을 나타내도록 정의되었다. 즉, 동일한 시편에 대해서는 측정 시설이 달라지더라도 동일한 측정값을 나타내어야 한다. 이에 따라 ISO[1]나 ASTM[2] 등은 규격화된 측정방법을 제시하고 있지만, 여러 곳의 실험 장소를 대상으로 한 연속 실험(round-robin test)의 결과 동일한 시편이라 하더라도 측정 장소에 따라 서로 다른 측정값을 나타냄이 보고되었다.[3~9] 이러한 차이들은 부재의 특성으로 정의된 전달손실의 개념에 반하는 것으로 그 원인 분석 및 측정 절차의 보완이 요구되어 왔으며, 이에 대한 연구는 측정 절차의 규격화와 연계되어 1980년대 이후 꾸준히 진행되어 오고 있다.

Utley와 Fletcher는 단판[3]과 이중판[4]에 있어서 시편의 경계조건, 즉, 시편의 장착 조건에 따른 측정 결과의 변화를 실험적으로 관찰하였고, 손실계수의 변화로부터 결과의 차이들을 해석하고자 하였다. 하지만, 이론적으로는 판의 내부 손실 계수는 차단 주파수(coincidence frequency: fco)이상에서만 영향을 미치기 때문에 내부 손실 이외의 손실 계수 도입의 필요성을 주장하였다.[4] 한편, Utley와 Smith[5]는 두개의 잔향실을 이용한 전달손실 측정 시 음향 파워를 산출하기 위한 측정점의 개수에 따른 임의 오차 범위를 정량적으로 제시하였고, 이로부터 측정 절차에 의한 발생 오차를 최소화할 수 있는 방안을 제시하였다. 이와 유사하게 Kihlman과 Nilsson[6]은 측정 과정에 포함된 오차 발생 원인을 장착 조건, 시편 장착 개구부의 형상, 공통벽의 세가지로 분류하고 이에 따른 측정 결과의 변화를 서로 다른 다섯개의 측정 시설을 통해 관찰하였다. 하지만, 원인으로 제시된 요인들이 수학적으로 정량화하기 어렵기 때문에

* E-mail : jhlee@microsv.com

정성적인 특징만을 관찰하였다. 이에대해 Jones[7]는 서로 다른 일곱개의 측정 시설에서 측정된 결과들을 분석하여 표준 편차의 범위를 제시하였고, 이는 이후 측정의 정확도를 규정하는데 기본 결과로 이용되게 된다. 이와 유사하게 DAI(danish acoustical institute)에서는 동일한 시편에 대해 서로 다른 5개의 측정시설에서의 측정 결과의 편차를 통해 그 오차 범위를 정량적으로 제시하였고,[8] 이를 바탕으로 ISO 등에서는 측정 결과의 정확도를 재현성(reproducibility, R)과 반복성(repeatability, r)으로 정의하여 일정한 허용범위 이내에서 결과의 정량적 신뢰성을 검증하고 있다.[1, 3] 여기서 재현성은 동일한 시편을 대상으로 서로 다른 측정 시설에서 측정된 전달 손실의 편차를 뜻하며, 반복성은 동일 시편에 대해 동일 시설에서 측정된 전달 손실의 변화량을 뜻한다. 강현주 등[9]은 이를 바탕으로 두개의 서로 다른 측정 시설간의 유사성을 검증한 바 있다.

표 1은 ISO에서 제시한 재현성과 반복성을 1/3-옥타브 주파수 밴드별로 나타내고 있으며, 그림 1은 이를 실제 측정 결과[10]를 기준으로 그 유효 범위를 나타내고 있다. 예를 들어 동일 시편을 동일한 측정 공간에서 측정하였을 때 630 Hz 밴드에서 1.5 dB 이내의 오차를 나타낸 경우 그 측정 결과가 신뢰성이 있음을 뜻한다. 즉, 동일한 시편이라 하더라도 측정 과정에서 발생할 수 있는 임의 오차(random error)가 630 Hz 밴드에서는 최고 1.5 dB임을 의미한다. 한편, 동일 시편에 대해 다른 측정 시설에서 측정했을 경우 630 Hz 밴드에서는 3.5 dB 이내의 오차를 나타낼 경우 측정결과의 신뢰성을 보장하고 있는데, 이러한 허용 오차를 모든 주파수 영역에 대해 합산하여 단일 수치 등급인 음향 전달 등급(sound transmission class : STC)으로 환산하면 1~2 dB에 해당하는 값으로, 비교적 큰 값으로 여겨질 수 있는 크기이다. 이러한 허용 오차는 전달 손실 측정 과정에 많은 임의성이 있음을 시사하고 있으며, 측정 절차의 계속적인 수정 및 보완의 필요성을 나타내고 있다고 할 수 있다. 한편, Michelsen[11]은 중공 이중판을 대상으로 면적에 따른 측정 결과의 차이를 실

표 1 차음 부재의 음향 전달손실의 측정에 대한 반복성 및 재현성[8]

1/3-octave band center frequency (Hz)	Repeatability values, r(dB)	Reproducibility values, R(dB)	$R-r$ (dB)
100	4.5	9	4.5
125	4.0	8.5	4.5
160	3.5	6	2.5
200	3.5	5.5	2.5
250	2.5	5.5	3
315	2.5	4.5	2
400	2	4.5	2.5
500	2	4	2
630	1.5	3.5	2
800	1.5	3	1.5
1000	1.5	2.5	1
1250	1.5	3	1.5
1600	1.5	3.5	2
2000	1.5	3.5	2
2500	1.5	3.5	2
3150	1.5	3.5	2

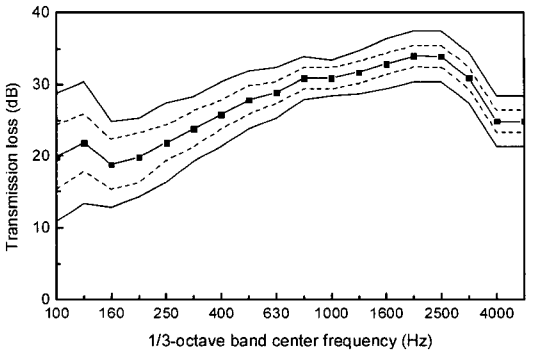

그림 1 음향 전달손실 측정의 반복성 및 재현성에 의한 측정 유효 범위 : —■—, 측정값[10] ; 점선, 반복성; 실선, 재현성

험적으로 관찰한 바 있다. 하지만, 측정 결과에서 나타난 최대 10 dB의 편차를 측정 절차상에서 발생할 수 있는 임의 오차로 간주하여 시편 면적에 의한 영향은 거의 없다는 결론을 내린 바 있지만, 이에 대해서는 보다 명확한 분석이 필요하다.

이 글에서는 이러한 음향 전달 손실의 측정과 수학적 예측에 있어서 제시되어 온 문제점들과 오차의 원인들을 살펴보고 그에 대한 연구 결과들을 간략히 살펴보고 향후 연구되어야 할 사항들에 고찰해 보고자 한다.

2. 본 론

2.1 음향 전달 손실의 측정

앞서 살펴본 측정값들 사이의 편차는 다음에 기술된 음향 전달 손실의 정의에 도입된 기본 가정들과 관계가 있다. 판 구조물의 이론적인 차음해석은 여러 측면에서 이루어져 왔는데, Rayleigh[12]에 의해 판형 구조물을 통한 음향 투과에 대한 기본적인 공식이 제안된 이후로 많은 연구자들이 새로운 모델들을 제시하였고, 물리적인 이해를 바탕으로 새로운 소음 저감 기술들이 개발되어 왔다. 1940년대에 Cremer[13]가 일치(coincidence)현상을 발견, 분석한 이후로 단일 판을 통한 소음 전달에 대한 일반적인 물리적 개념들이 제시되어 왔다. 즉, 각각의 판은 그 질량과 강성에 따른 임계주파수(critical frequency)를 가지고 있으며, 이는 음향 투과에 있어서 가장 중요한 요소로 인식되고 있다. 이를 바탕으로 다양한 구성의 판 구조물에 대한 차음성능 해석이 이루어져 왔는데, 대부분의 해석은 기본적으로 크게 두 가지의 가정에 근거한다.

(1) 면적에 대한 가정

첫째는 판의 면적이 무한하다는 것인데, 음향 전달 손실은 정의상 부재의 특성에 해당하므로 면적과는 관계없는 값으로 정의되었다. 이는 판의 너비 및 높이가 관심 주파수영역의 파장에 비해서 매우 클 경우에 한해 유효한 가정으로, 측정 시에는 10 m^2 이상의 비교적 큰 면적의 시편이 필요하다.[1, 2] 이는 시편의 최소 길이가 관심 주파수 대역의 음파의 파장의 2배 이상 이어야 하는 조건으로부터 정해진 크기이다. 그러나, 실제 사용되는 판 구조물의 경우 생산 단계에서 일정 너비 혹은 일정 높이가 정해지기 때문에 10 m^2 이상의 면적을 갖는 시편을 만들기 위해서는 다수의 판을 연결해서 사용하게 되고, 이때 접합부에 의해 판의 강성 등이 변하게 되어 측정 결과에 영향을 미치게 된다. 일 예로 단일 강판의 경우에는 여러 장의 판을 용접하여 사용하게 되는데, 이 때 용접의 정도에 따라 측정결과는 약간의 편차를 나타내게 된다. 한편, 유리(glass)와 같이 부가적인 프레임 없이는 연결이 불가능한 재질에 대해서는 보다 작은 면적, 즉 1.5 m×1.25 m의 시편을 사용하도록 권장하고 있는데,[1, 2] 이 경우에는 유한한 크기의 영향이 나타나게 되어 이론적으로 예측된 값과 측정치사이에는 일정한 차이를 나타내게 된다. 한편, 같은 면적이라 하더라도 시편을 장착하는 조건, 즉, 해석적인 관점에서의 경계조건의 변화에 따라 측정치가 달라질 수 있음이 알려져 있는데,[3, 4, 10, 14] 이는 아래의 두번째 가정을 만족시키지 못하는 현실적인 문제와 더불어, 비록 규격화된 측정절차를 따르더라도 측정시설이 달라지면 동일한 시편에 대해서도 측정치에 편차를 보이게 된다.

(2) 확산음장에 대한 가정

두번째 가정은 판에 입사하는 음파는 일정 입사각을 갖는 평면파들의 중첩으로 이루어지며, 각각의 음파 에너지는 입사각에 상관없이 동일하다는 것이다. 이는 측정이 이루어지는 실내의 음장이 완전한 잔향장(diffuse field)일 경우에 타당한 가정이다. 그러나, 일반적으로 위의 가정들은 실제로는 있을 수 없는 이상적인 조건이고, 따라서, 실제

측정이 이루어지는 물리적인 상황을 고려하기가 어렵다. 즉, 측정시설이 달라지면 구조물에 입사되는 음장의 특성, 즉 해석적 관점에서의 가진 조건이 달라지게 되고, 이로 인해 측정 시설이 달라지면 동일한 시편이라 하더라도 측정치의 차이가 나타나게 된다. 또한, 확산음장을 가정한 예측이론과도 상당한 오차가 발생하게 된다.

2.2 음향 전달 손실의 예측

앞서 살펴본 바와 같이 음향 전달 손실 측정에 있어서 발생하는 편차, 즉, 재현성과 반복성의 측면에서 허용되는 측정 오차는 정의 단계에서 도입된 기본적인 가정들에 그 주 원인이 있다고 할 수 있다. 즉, 전달 손실을 차음재의 특성으로 정의하기 위한 이러한 가정들은 측정치와 예측치 사이의 차이를 유발하는 주요한 원인으로도 여겨지고 있다. 물론, 측정상에 발생하는 오차의 원인, 예를 들면, 불완전한 시편의 장착 상태, 외부 소음의 영향, 시편의 결함 등의 원인도 있겠지만, 이들의 영향은 비교적 손쉽게 제어될 수 있다. 현재까지의 연구결과 제시된 예측치와 측정치사이의 오차의 원인은 앞서 언급한 예측 이론상의 기본 가정과 관련하여 다음의 세 가지로 분류할 수 있다.

(1)확산음장에 대한 가정

첫째는 시편에 입사되는 음장의 형태로서, 음향 전달 손실의 정의상 입사 음장은 완전 확산 음장으로 모든 입사각에 따른 입사 음향 파워가 동일해야 한다. 이를 만족하는 음장을 잔향장(diffuse-field)이라 하며, Sabine[15]에 의해 제안되어 대부분의 실음향학(room acoustics)에 있어서 기본적으로 가정되고 있다. 하지만, 이러한 가정은 수학적인 편의성을 위한 것으로 현재까지도 그 적용한계 등에 대해 꾸준히 연구되고 있고, 특히, 차음성능 측정에 있어서 실제 측정이 이루어지는 잔향실은 이를 만족하지 못한다. 이는 Tadeu 등[16]의 실험적 관찰의 결과에서도 볼 수 있는데, 실제 차음성능은 차음재료 자체의 특성뿐 만 아니라 측정공간의 음장의 형태, 즉, 음향 공진 모드의 분포에 영향을 받게 된다. 이러한 오차를 극복하고자 경사입사에 대한 투과계수로부터 입사각에 대한 평균 투과계수를 구하기 위한 적분식에 입사 제한각(limit angle, $\theta_{\lim}$)이 도입되었다.[17] 이는 현재까지도 예측치와 측정치 사이의 정량적인 상관성을 얻고자 하는 가장 보편적인 방법으로, 그림 2와 같이 무한한 크기의 판에 일정 입사각을 갖는 평면파가 입사할 경우에 다음과 같이 입사각에 대해 평균을 취하는 과정에서 일정 각도 이상의 입사각을 갖는 음파를 인위적으로 제거 하는 이론이다.

$$\tau(\omega)=\frac{\int_0^{\theta_{\lim}}\tau(\omega,\theta)\cos\theta\sin\theta d\theta}{\int_0^{\theta_{\lim}}\cos\theta\sin\theta d\theta} \tag{3}$$

여기서 ω는 각주파수를 의미하고 θ는 입사각을 나타낸다.

비록, 제한각의 조절을 통해 비교적 만족할 만한 결과를 얻을 수 있지만, 연구자에 따라 $\theta_{\lim}$의 값이 큰 편차를 보이고 있으며,[4, 18] 다중판에 있어서는 예측 결과가 $\theta_{\lim}$ 값에 상당히 민감함이 보고되었다. 한 예로서 그림 3은 단판과 중공 이

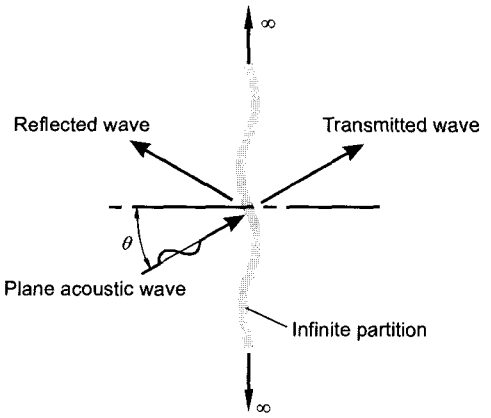

그림 2 무한크기의 연성 패널을 통한 경사 입사 음파의 투과 개념도

중판의 제한각에 따른 음향 전달 손실의 변화를 보여주고 있다. 여기서, 단판은 두께 3 mm의 유리판이고, 유리-공기층-유리로 이루어진 중공 이중판은 각층의 두께가 모두 3 mm이며, 물성은 표 2에 나타나 있다. 특히, 그림 3에서 보는 바와 같이 중공 이중판의 경우에는 이중판 공진(double wall resonance) 또는 질량-스프링-질량 공진(mass-spring-mass reson-ance)으로 불리는 물리적 현상으로 인해 제한각에 따른 예측치의 결과가 큰 차이를 나타낸다.

이에 대해 Kang 등[19]은 실험적으로 입사각에 따른 음향 파워의 분포를 측정하여 이를 근거로 입사 음장의 비 확산성을 고려한 각도에 따른 방향성 가중함수를 도입하였고, 해석결과 기존의 무한판 이론에 비해 측정결과를 보다 유사하게 예측할 수 있음을 제시하였다. 그러나, 다중판, 특히, 중공 이중판의 경우에는 방향성 가중함수 이외에 경계 손실 계수와 공기층에 의한 흡음 효과 등의 다른 보정법이 도입되어야만 측정치와 유사한 해석 결과를 얻을 수 있음이 보고된 바 있다.[20] 한편, 차음재와 더불어 측정 공간 자체를 해석 모델에 포함하여 음장의 비잔향성에 따른 영향을 살펴보고자 하는 연구가 이루어진 바 있는데,[21~23] 그 자체로는 의미가 있지만 일반적인 경우에 대해 확장하여 적용할 수는 없다. 즉, 측정 시설마다 공간의 부피 및 형상이 다르기 때문에 각각의 측정 시설마다 별도의 해석이 필요하고, 이는 차음성능의 예측으로서의 의미를 상실하게 된다.

(2) 구조 측로 전달

둘째로 가능한 원인은 측정공간의 벽이나 여타의 구조물을 통해 구조파(structural wave)가 전달되어 음향 에너지의 손실이 발생하는 구조 측로 전달(structural flanking transmission)이다. 이러한 측로 손실을 정량적으로 예측 이론에 포함시키는 것은 각 사례별로 임의성이 있기 때문에 측정 시설 및 절차를 적절히 관리함으로써 그 영향을 배제하는 것이 현실적이다. 이에 대해 ISO 등의 규정에서는 수음실과 음원실의 공통벽의 차음성능

표 2 단판 및 중공 이중판의 음향 전달손실 예측에 필요한 물성치

Type	Config.	Mass density (kg/m^3)	Elastic modulus (Pa)	Internal loss factor	Thickness (mm)
Single window	Glass	2400	7.0×10^{10}	1×10^{-3}	3
Double window	Glass	2700	7.0×10^{10}	1×10^{-3}	3
	air	1.21	-	-	3
	glass	2700	7.0×10^{10}	1×10^{-3}	3

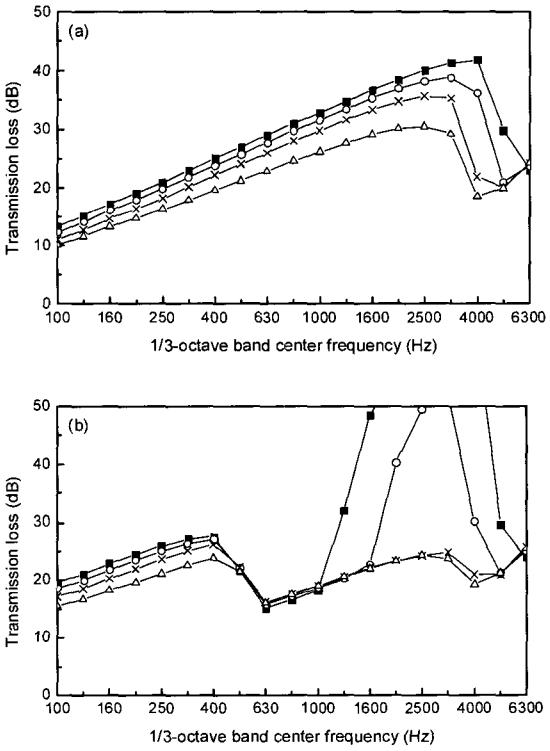

그림 3 제한각에 따른 음향 전달손실 예측값의 변화. (a) 단판, (b) 중공 이중판 : —■—, θ_{lim} = 60 °; —○—, θ_{lim} = 70 °; —×—, θ_{lim} = 80 °; —△—, θ_{lim} = 90 °

이 측정하고자 하는 부재의 차음성능보다 10 dB이상 높도록 정하고 있다.[1, 2] 대부분의 측정 시설에 있어서는 이러한 조건을 만족하도록 설계가 되어 차음 성능 측정에 한해서는 이러한 측로 손실과 관련된 오차는 거의 없다고 할 수 있다. 한편, 측정 시설이 아닌 일반 건축물에 있어서의 구조 전달에 대해서는 그 중요성이 점차 부각되고 있고, 그에 따라 많은 연구가 이루어지고 있으나, 이는 본 연구의 연구 범위를 벗어난 것으로 자세한 고찰은 생략하기로 한다.

(3) 크기에 대한 가정

세번째로 들 수 있는 오차의 원인은 시편의 면적 혹은 크기에 관련된 문제이다. 앞서 언급한 바와 같이 전달손실은 크기가 무한한 판 구조물에 대해 정의된 값이지만, 실제로는 유한한 크기를 갖고 있다. 물론, 관심 주파수 영역에서 음파의 파장과 비교하여 그 타당성이 정해지겠지만 구조물의 유한성으로 인해 많은 문제점이 발생하게 된다. 유한판과 무한판의 가장 큰 두가지 음향학적 차이는 유한한 경계에 의한 판의 진동 응답 특성 변화와 음향 방사 특성 변화에 있다. 이로 인해 단판뿐만 아니라 다중판에 있어서도 면적에 따라 차음성능이 바뀌게 됨이 이미 보고된 바 있고,[4, 7, 10] 구조물을 장착하는 조건, 즉, 해석적인 관점에서의 경계조건의 변화에 따라 측정치가 달라지게 된다.[3, 4] 판을 통한 소음의 전달은, 그 경로를 살펴볼 때, 음파에 의해 판이 가진 되고, 발생된 판의 진동 응답으로부터 다시 음파가 방사되게 되므로, 유체와 판간의 상호작용이 중요한 변수가 된다. 즉, 음파에 의한 판의 응답은 음향 방사 효율(sound radiation efficiency, σ_{rad})에 비례하고, 다시 판으로부터 방사되는 음파도 이에 비례하게 되므로, 전체적으로 보면 음향 투과의 양은 판의 음향 방사 효율의 제곱에 비례하게 된다. 따라서, 판의 음향 방사 효율이 판의 재질과 더불어서 큰 역할을 하게 되는데, 유한한 면적에 의한 방사 효율의 변화가 무한판과 유한판의 음향 전달 특성 차이를 발생시키는 근본적인 원인 중 하나로 인식되어지고 있다. 판의 음향 방사 효율에 대해 1960년대에 Maidanik[24]은 확산음장으로 가진을 받는 사각 판의 방사 효율을 유도하였고, 이는 지금까지도 기본적인 결과로 받아들여지고 있다. 한편, Wallace[25]는 사각판의 모드별 방사 효율을 이론적으로 구하고 저주파수 극한에서의 간략식을 유도하였다. 무한판[26]과 유한판[24]의 음향 방사 효율은 다음 식과 같이 주어진다.

무한판:

$$\sigma_{rad} = \left\{ 1 - \left(\frac{k_p}{k} \right)^2 \right\}^{-1/2} \qquad f > f_{co}, \tag{4a}$$

유한판:

$$\sigma_{rad} = \begin{cases} \dfrac{\lambda_{co}^2}{A} g_1(\alpha) + \dfrac{P\lambda_{co}}{A} g_2(\alpha) & f < f_{co}, \\ \left(\dfrac{l_x}{\lambda_{co}} \right)^{1/2} + \left(\dfrac{l_y}{\lambda_{co}} \right)^{1/2} & f \approx f_{co}, \\ \left(1 - \dfrac{f_{co}}{f} \right)^{-1/2} & f > f_{co} \end{cases} \tag{4b}$$

여기서, f는 주파수를 나타내고, f_{co}는 일치주파수를 의미하며, $\alpha = (f/f_{co})^{1/2}$로 정의 되고, λ_{co}는 일치주파수에서의 음파의 파장을 나타낸다. 한편, l_x와 l_y는 각각 판의 크기를 나타내며, P와 A는 각각 판의 주변길이(perimeter)와 면적(area)을 나타낸다. g_1와 g_2는 주파수 함수로 다음과 같이 주어진다.[24]

$$g_1(\alpha) = \begin{cases} \dfrac{8}{\pi^4} \dfrac{(1-2\alpha^2)}{\alpha(1-\alpha^2)^{1/2}} & f < f_{co}/2, \\ 0 & f > f_{co}/2, \end{cases} \tag{5a}$$

$$g_2(\alpha)=\frac{1}{4\pi^2}\left[\frac{(1-\alpha^2)\ln\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)+2\alpha}{(1-\alpha^2)^{3/2}}\right] \quad (5b)$$

그림 4는 동일한 재질과 두께의 무한판과 유한판의 음향 방사 효율을 보여주고 있는데, 일치 주파수(coincidence frequency, f_{co})이하에서의 차이가 음파에 의한 판의 응답과 방사 특성을 변화시키게 된다.

최근에 Villot 등[27]은 이러한 방사 효율의 변화가 가장 주요한 판의 유한 효과로 제시하였다. 비록 실제 예측결과가 유한성에 따른 효과를 과대하게 예측하고 있고, 판의 유한 효과에 따른 진동 응답 특성의 변화를 전혀 고려하지 않는 해석상의 오류가 있지만, 측정치와 근사한 예측 결과를 나타내었다. 그러나, 방사효율은 구조물의

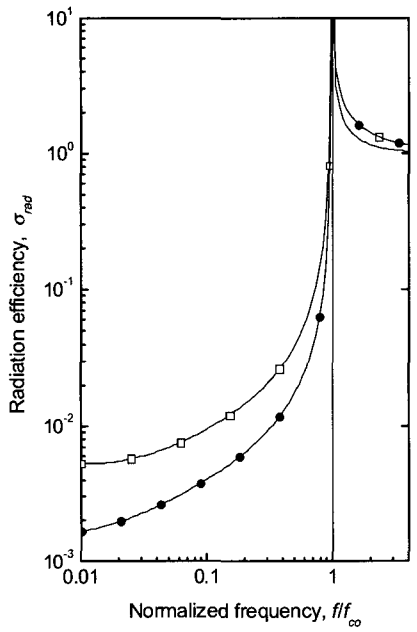

그림 4 무한판 및 유한판의 음향 방사 효율(두께 3 mm) : ——, 무한판 ; —□—, 유한판(2 m^2); —●—, 유한판(10 m^2)

기계적인 경계조건이 변화함에 따라 달라진다고 알려져 있고,[28~30] 실제의 경계 조건을 정량화 하기 어렵기 때문에 일반적인 적용에는 한계가 있다. Villot 등[27]과 같이 기존의 무한판 이론을 수정하여 유한 효과를 고려하고자 하는 여러 가지 보정법이 제시되어 졌는데, 그 중 대표적인 방법이 앞서 언급된 제한각 이론이다. 즉, 판에 입사되는 음파중에서 그 입사각이 일정한 제한각을 넘어서는 성분들은 판의 응답에 큰 기여를 하지 않는다는 이론이다. 그러나, 제한각은 임의적인 보정치인 만큼, 실험 결과와 근사한 예측치를 나타냄에도 불구하고 일반적인 적용이 어렵다는 것과 물리적 근거가 불충분한 단점이 있다. 이에 Sewell[31]은 모드 해석법을 이용하여 단순 지지 된 유한한 사각 단판의 면적에 따른 제한각의 변화를 근사하여 다음과 같은 식을 제안 하였다.

$$\sec^2\theta_{\lim}\cong k\sqrt{A} \quad (6)$$

여기서, $\theta_{\lim}$은 앞서의 제한각을 나타내고, k는 음파의 파수(wave number), 그리고 A는 판의 면적을 나타낸다. Sewell의 결과는 유한한 판에 관한 가장 일반적인 해석으로 인식되어지고 있지만, 앞서의 제한각 근사와 저주파수 대역에서의 실험결과를 잘 묘사하는 등의 많은 결과에도 불구하고, 유한한 판의 비공진 투과 성분(non-resonant transmission)만을 고려하였다. 이와 같이 판의 공진에 의한 투과 성분(resonant transmission)은 무시함으로 해서, 비록 그 양이 적다 하더라도, 손실 계수에 따른 변화를 고려할 수 없으며, 이는 차후 흡/차음재가 부착된 적층판을 다루는 데에 부적절하다. 그러나, 그 해석 과정에서 제시한 물리적 개념들은 매우 유용하게 응용될 수 있다. 이와 유사하게 Takahashi[32]는 반 무한판에 대해 차음해석을 수행하여 비공진 투과 성분과 공진 투과 성분의 상대적 기여도를 수치적으

로 제시하였고, Leppington 등[33]은 공진 투과 성분을 포함한 정량적 모델을 제시한 바 있다. 한편, Utley와 Fletcher[4]는 경계 감쇠(boundary damping)개념을 도입하여 판의 손실 계수(loss factor)를 내부 손실과 함께 경계 조건에 따른 부가적인 손실을 고려한 총 손실 계수로 판의 유한 효과를 고려하고자 하였다. 그러나, 이 경우 각각의 경계 조건 혹은 시편마다 총 손실 계수를 실험적으로 구해야 하는 어려움이 따른다. 비록 손실 계수 자체가 해석 과정에서는 어느 정도 임의성을 갖기 때문에 단일 시편에 대해서는 만족한 결과를 얻을 수 있지만, 일반적으로 적용하기에는 부적절하다. 이에 대해 다중판에 있어서 중심재의 흡음계수를 조절함으로 해서 예측치를 측정결과에 맞추고자 하는 노력이 진행 중에 있지만,[17,34] 이러한 방법도 현재로서는 경계손실과 마찬가지로 임의성을 갖고 있다. 앞서 언급한 바와 같이 판의 유한 효과에 대한 여러 가지 보정법이 제시되었지만, 현재 일반적으로 활용되고 있기로는 제한각 개념이 가장 보편적이라 할 수 있고, 해석자에 따라 서로 다른 개념의 보정법을 사용하고 있는 실정이다.

이에 대한 대안으로서 최근 들어 수치적인 기법이 활용되고 있는데, 특히 통계적 에너지 해석법(statistical energy analysis : SEA)은 그 자체로 판의 면적이 변수로 포함이 되며, 정량화하기 어려운 여러 가지 요소를 통틀어 에너지 관점에서의 부가적인 손실 계수로 처리하여 해석을 수행할 수 있는 장점이 있다. 1970년대에 Lyon[35]이 통계적 에너지 해석법을 정리한 이후에 많은 연구자들이 그 개념을 도입하여 여러 분야에 적용하였는데, Heckl은 1980년대에 음향 에너지의 관점에서 음향 상반성 원리에 기초하여 유한한 판 구조물의 전달 손실을 예측하였다.[36] Heckl은 음파의 가진에 의한 판의 응답을 강제 진동(forced motion)과 자유 진동(free motion)으로 구분하였는데, 주파수와 재질에 상관없이 입사 음파의 평면 방향 전파 상수와 같은 파수로 전파하는 판의 응답 성분을 강제 진동이라 하고, 판의 경계를 통해 반사되어 판의 재질에 따른 자유 전파 속도로 진행하며 상쇄/보강되는 성분들을 자유 진동으로 구분한 것이다. 이는 앞서 언급된 비공진 투과와 공진 투과에 상응하는 개념으로 유체의 밀도가 작을 경우 서로간의 상호작용은 무시할 수 있다. 이러한 개념과 음향 상반성 원리를 이용하여 다음과 같은 단판에 대한 음향 전달 손실 예측식이 유도 되었다.

$$TL = 20\log_{10}\left(\frac{\pi f \rho_s h}{\rho_o c_o}\right) - 10\log_{10}\left[2+\left(\frac{\pi}{2}\right)\left(\frac{f_{co}}{f}\right)\left(\frac{\sigma_{rad}^2}{\eta}\right)\right] \text{(dB)} \quad (7)$$

여기서, ρ_s와 ρ_o는 각각 판과 유체(공기)의 밀도를 의미하고, c_o는 공기중에서의 음속을 나타낸다. 또한 h는 판의 두께, η는 판의 손실계수를 나타낸다. 위의 식에서 판의 유한 효과는 음향 방사 효율, σ_{rad}를 통해 고려되었다. 한편, Price와 Crocker[37, 38]와 Brekke[39] 등에 의해 SEA 기법이 적용되었는데, 구조물의 면적이 해석 변수로 포함되기는 하지만, 실제 측정치와 일치하지 않는 경우가 많고, 적용 가능 주파수도 고주파수 대역에 한정되어 있다. 판의 유한 효과는 대부분 저주파수 대역에서 비교적 크게 나타남이 알려져 있고, 따라서, 판의 유한효과를 해석하기에는 부적절하다.[37~41] 그 외에 유한 요소 해석법(finite element method : FEM)이나 경계 요소 해석법(boundary element method : BEM) 등이 구조물을 통한 차음해석에 적용되었다.[42, 43] 이러한 수치 기법들은 보다 실제적인 물리적 상황을 모사할 수 있는 장점이 있지만, 음향-진동 특성을 예측하기 위해 많은 양의 해석이 필요한 단점이 있고, 설계 단계에서 활용되기에는 아직 한계가

있다.

앞서 서술된 단판의 경우에 비해 중공 이중판에 있어서의 유한 효과는 그리 많은 연구가 이루어지지는 않았다. 그 이유로서 이중판의 경우에는 특유의 'mass-spring-mass' 공진 현상의 존재에 따른 해석의 어려움을 들 수 있는데, 이는 유한 효과에 앞서 규명되어야 할 현상이다. 앞서 언급된 제한각 이론의 경우 단판에 대해서는 비록 임의적이긴 하지만 측정치와 비교적 유사한 예측결과를 얻을 수 있는 반면에, 이중판 특히 중공 이중판의 경우에는 해석결과가 제한각에 매우 민감하다.[20] 그림 3(b)는 중공 이중판의 차음 해석 결과가 제한각에 어느 정도 민감한지를 보여주고 있는데, 이러한 편차는 주로 'mass-spring-mass' 공진에 의해 나타나는 현상이다. 이러한 공진 주파수는 다음과 같이 입사각 θ에 대한 함수로 주어지는데,

$$f_{o,\theta} = \frac{1}{2\pi \cos\theta}\left(\frac{\rho_o c_o^2}{d}\frac{m_1+m_2}{m_1 m_2}\right)^{1/2} \quad (8)$$

여기서 d는 공기층의 두께를 나타내며, $m_{1,2}$는 각 판의 면밀도를 의미한다. 이때 입사각이 0인 경우, 즉, 수직 입사의 경우를 일반적으로 mass-spring-mass 공진이라 부르고, f_o로 표현한다. 위의 식에서 볼 수 있듯이 'mass-spring- mass' 공진은 각 판의 질량과 간격에 의해서만 결정되며, 각 판의 개별적인 공진, 즉, 치수나 면적과는 관계없는 현상이고, 따라서, 유한 효과와는 별개의 현상이다. 또한, 이러한 주파수에서의 구조물의 거동은 일반적인 공진 현상과 동일하며, 따라서, 이론적으로는 음향 전달 계수가 1의 값을 갖게 된다. 그러나, 실제의 경우에는 일정량의 에너지 손실이 존재하고 있기 때문에, 중공 이중판에 대한 차음 해석은 대부분 이러한 부가적인 에너지 손실을 이론적으로 고려할 수 있는 방안에 초점이 맞추어져 왔다. Cummings와 Mulholland[34]는 음선 근사(ray approximation)를 이용하여 중공 이중판의 차음성능을 예측하였지만, 측정치와 유사한 결과를 얻기 위해서는 중공의 경계면에서의 음파의 반사가 전혀 없어야 한다. 즉, mass-spring-mass 공진에서의 부가적 에너지 손실을 공기층의 경계면에서의 흡음률로 표현하고자 했는데, 흡음률을 1로 가정했을 경우에만 근사한 결과를 얻을 수 있었다. 한편, Sewell[44]은 단판의 해석과 유사한 모드 전개법을 이용하여 사각 중공 이중판의 차음해석을 하였지만, 두 판이 동일할 경우에만 적용이 가능하며, 중공의 경계가 음향학적으로 연한(acoustically soft boundary)경우를 가정하였으므로, 일반적 상황과는 차이가 있다. 이는 앞서의 Cummings 등의 해석 과정과 마찬가지로 대부분의 실제 경우와는 달라서 비록 구조물의 면적이 해석 변수로 포함이 되어있기는 하지만 유한성의 영향을 반영하기에는 부적절 하다. SEA 기법[38~41]의 경우에는 앞서 언급한 바와 같이 판의 면적이 단순한 변수로 포함이 되고 정량화 하기 어려운 여러 가지 요소를 손실 계수로 하여 해석을 수행할 수 있는 장점이 있지만, 단판에서와 마찬가지로 유한 효과가 가장 두드러지게 나타나는 저주파수 대역에의 적용이 개념적으로 불가능하다. 이에 대해, 이종화[45]는 중공의 경계를 음향학적 강체로 가정하고 모드 전개법을 응용하여 음향 전달 손실을 예측한 바 있는데, 기존의 해석법에 비해 측정치에 보다 유사한 예측결과를 얻을 수 있음을 보였다. 그 중 Quirt의 측정 결과를 기준으로 여러 해석법을 비교한 결과는 그림 5에 나타나 있다.

한편, 흡·차음재 등이 층상화되어 부착된 적층판의 경우 유한 효과에 대한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 적층판의 경우에는 Biot의 이론[46, 47]을 Bolton 등[48, 49]이 적용하기 시작한 이후, Allard[50]에 의해 여러 가지 관점에서 연구가 진행되어져 왔지만, 현재까지도 제한각을 이용한 방법과 수치적인 방법 이외에는 적층판의 유한 효

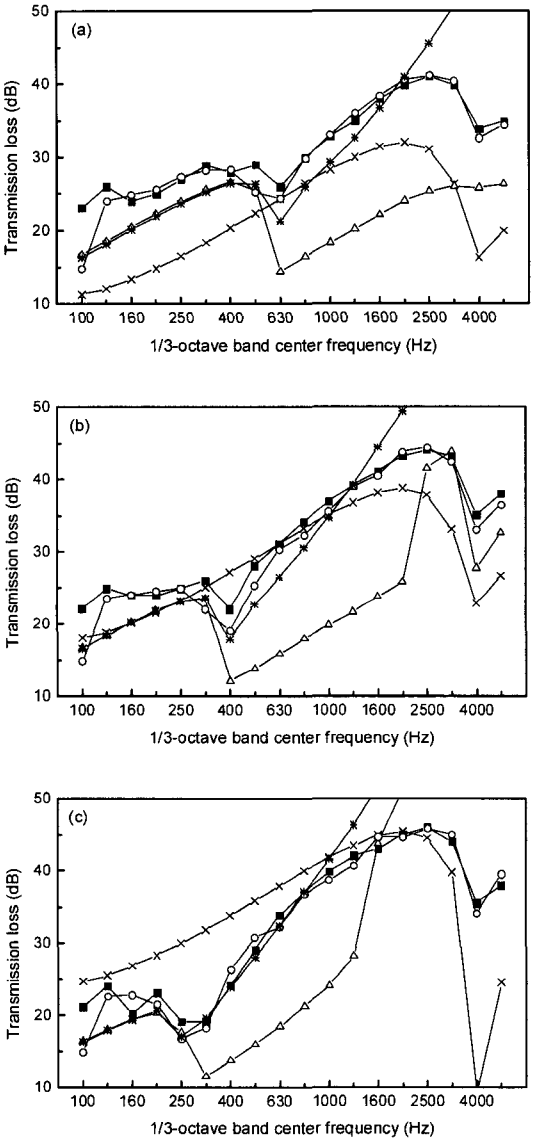

그림 5 크기가 0.56 m × 1.68 m, 두께 3 mm의 유리판으로 이루어진 중공 이중판의 음향 전달손실 예측 결과의 비교. 중공의 깊이 : (a) 3 mm, (b) 6 mm, (c) 13 mm. —■—, 측정치[14]; —○—, 모드 전개법[45]; —×—, SEA[39]; —△—, 장입사 이론; —✳—, α = 0일 경우의 음선 추적법[34]

과, 경계 조건에 따른 변화 등을 예측할 수 있는 방법이 연구되어 있지 않은 상태다. 제한각을 이용하면 앞서 언급한 바와 같이 실험 결과와 비교적 좋은 일치를 보이기는 하지만, 크기의 변화나 경계조건의 변화 등을 전혀 고려할 수 없는 단점이 있다. 한편, 최근에 개발된 유한 요소 해석을 응용한 수치적 방법은 보다 실제적인 경계조건을 다룰 수 있고, 임의의 적층구조를 고려할 수 있지만, 음파가 판에 수직으로 입사하는 경우에만 해석이 가능하다는 단점이 있고, 수치적인 기법의 대개가 그러하듯이 차음 설계에 있어서 각 요소들의 기여도나 물리적인 의미를 파악하기에는 어렵다. 이는 현재까지도 무한한 적층판에 대한 기본적인 차음해석 이론이 다양한 관점에서 논의가 되고 있는 상황이며, 흡차음재의 해석적 모델이 수학적으로 다소 복잡하고 해석에 필요한 물리 변수들을 확보하기가 쉽지 않은 데에 기인한다. 이러한 제한각 이론은 단판의 경우 실험에 의해서 그 타당성이 검증된 바 있지만, 적층판의 경우에는 그렇지 못하다. 또한, 흡차음재가 부착된 경우에는 중공 이중판과는 달리 제한각의 변화에 따른 차음 성능의 변화가 그리 크지 않음이 보고된 바 있다.[51] 따라서, 적층판의 경우 유한 효과를 일반적으로 고려할 수 있는 해석적 모델이 필요하고, 실제 측정치와 예측치 사이의 괴리의 원인이 유한한 크기 때문인지를 판단할 수 있어야 한다.

3. 맺 음 말

차음 부재의 특성으로 도입된 음향 전달 손실은 기본 정의상에 가정되는 여러 가지 이상화된 조건들에 의해 측정 혹은 예측 단계에서 많은 오차들이 발생한다. 현재에도 이러한 오차 및 편차의 원인에 대한 분석이 활발히 이루어지고는 있으나, 지금까지는 측정 결과로 나타나는 여러 가지 특이한 현상들 중 일부분만에 대해서만 물리적으로 해

석이 가능한 상황이다. 본 검토에서는 현재까지 제시된 이러한 오차의 원인 중에서 몇가지 중요한 사항을 살펴보았고, 이에대한 연구 결과를 고찰해 보았다.

참 고 문 헌

(1) Anon., 1997, "Laboratory Measurement of Air-borne Sound Insulation of Building Elements," ISO 140-1.

(2) Anon., 1997, "Standard Recommended Practice for Laboratory Measurement of Airborne Sound Transmission loss of Building Elements," ASTM E90-97.

(3) Utley, W. A. and Smith, G. C., 1971, "The Accuracy of Laboratory Measurements of Transmission Loss," J. Sound Vib. Vol. 16, pp. 643~644.

(4) Utley, W. A. and Fletcher, B. L., 1969, "Influence of Edge Conditions on the Sound Insulation of Windows," Appl. Acoust. 2, pp. 131~136.

(5) Utley, W. A. and Fletcher, B. L., 1973, "The Effect of Edge Conditions on the Sound Insulation of Double Windows," J. Sound Vib. Vol. 26, pp. 63~72.

(6) Kihlman, T. and Nilsson, A. C., 1972, "The Effects of Some Laboratory Designs and Mounting Conditions on Reduction Index Measurements," J. Sound Vib. Vol. 24, pp. 349~364 .

(7) Jones, R. E., 1979, "Intercomparisons of Laboratory Determinations of Airborne Sound Transmission Loss," J. Acoust. Soc. Am. 66, pp. 148~164.

(8) Danish Acoustical Institute, 1984, "Repeatability and Reproducibility of Sound Insulation Measurements," Nordtest Project 235~80.

(9) 강현주, 김재승, 김현실, 김봉기, 김상렬, 2001, "International Round Robin Test on Sound Insulation Performance," 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 1174~1179.

(10) Quirt, J. D., 1982, "Sound Transmission Through Windows. I. Single and Double Glazing," J. Acoust. Soc. Am. 72, pp. 834~844.

(11) Michelsen, N., 1983, "Effect of Size on Measurement of the Sound Reduction Index of a Window or a Pane," Appl. Acoust. 16, pp. 215~234.

(12) Rayleigh, J. W. S., The Theory of Sound, vol. II(Dover Publication, New York, 1945), Sec. 271.

(13) Cremer, L. and Heckl, M., Structure-borne Sound : Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies, 2nd ed. (Springer-Velarg, New York, 1988), Sec. 4.4 and Sec. 6.6.

(14) Quirt, J. D., 1983, "Sound Transmission Through Windows. II. Double and Triple Glazing," J. Acoust. Soc. Am. 74, pp. 534~542.

(15) Sabine, W. C., Collected Papers on Acoustics(Peninsula Publishing, Los Altos, 1993), Chap. 1.

(16) Tadeu, A. J. B. and Mateus, D. M. R., 2001, "Sound Transmission Through Single, Double and Triple Glazing. Experimental evaluation," Appl. Acoust. 62, pp. 307~325.

(17) Mulholland, K. A., Parbrook, H. D. and Cummings, A., 1967, "The Transmission Loss of Double Panels," J. Sound Vib. Vol. 6, pp. 324~334.

(18) Hansen, C. H., 1992, "Sound Transmission Loss of Corrugated Panels," Noise Control Eng. J. 40, pp. 187~197.

(19) Kang, H. -J., Ih, J. -G., Kim, H. -S. and Kim, J. -S., 2002, "An Experimental Investigation

on the Directional Distribution of Incident Energy for the Prediction of Sound Transmission Loss," Appl. Acoust. 63, pp. 283~294.

(20) 이종화, 이정권, 2002, "중공 이중판의 차음 손실 예측에 있어서 경계손실이 미치는 영향," 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 873~878.

(21) Nilsson, A. C., 1972, "Reduction Index and Boundary Conditions for a Wall Between Two Rectangular Rooms I : Theoretical Result," Acustica 26, pp. 1~23.

(22) Gagliardini, L., Roland, J., and Guyader, J. L., 1991, "The Use of a Functional Basis to Calculate Acoustic Transmission Between Rooms," J. Sound Vib. Vol. 145, pp. 457~478.

(23) De Bruijn, A., 1970, "Influence of Diffusivity on the Transmission Loss of a Single-leaf wall," J. Acoust. Soc. Am. 47, pp. 667 ~675.

(24) Maidanik, G., 1962, "Response of Ribbed Panels to a Reverberant Acoustic Field," J. Acoust. Soc. Am. 34, pp. 809~826.

(25) Wallace, C. E., 1972, "Radiation Resistance of a Rectangular Panel," J. Acoust. Soc. Am. 51, pp. 946~952.

(26) Beranek, L. L., Noise and Vibration Control(Institute of Noise Control Engineering, Washington, 1988), Chap. 11.

(27) Villot, M., Guigou, C. and Gagliardini, L., 2001, "Predicting the Acoustical Radiation of Finite Size Multi-layered Structures by Applying Spatial Windowing on Infinite Structures," J. Sound Vib. Vol. 245, pp. 433~455.

(28) Nikiforov, A. S., 1964, "Radiation from a Plate of Finite Dimensions with Arbitrary Boundary Conditions," Sov. Phys. Acoust. 10, pp. 178~182.

(29) Gomperts, M. C., 1977, "Sound Radiation from Baffled, Thin, Rectangular Plates," Acustica 37, pp. 93~102.

(30) Leppington, F. G., Broadbent, E. G., F. R. S. and Heron, K. H., 1984, "Acoustic Radiation from Rectangular Panels with Constrained Edges," Proc. R. Soc. Lond. A 393, pp. 67~84.

(31) Sewell, E. C., 1970, "Transmission of Reverberant Sound Through a Single-leaf Partition Surrounded by an Infinite Rigid Baffle," J. Sound Vib. Vol. 12, pp. 21~32.

(32) Takahashi, D., 1995, "Effects of Panel Boundedness in Sound Transmission Problems," J. Acoust. Soc. Am. 98, pp. 2598~2606.

(33) Leppington, F. G., Heron, K. H., Broadbent, E. G., F. R. S. and Mead, S. M., 1987, "Resonant and Non-resonant Acoustic Properties of Elastic Panels. II. The Transmission Problem," Proc. R. Soc. Lon. A 412, pp. 309~337.

(34) Cummings, A. and Mullholand, K. A., 1968, "The Transmission Loss of Finite Sized Double Panels in a Random Incidence Sound Field," J. Sound Vib. Vol. 8, pp. 126~133.

(35) Lyon, R. H., Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Applications (MIT Press, Massachusetts, 1975), Chap. 1 and Sec. 2.2.

(36) Heckl, M., 1981, "Sound Transmission in Buildings," J. Sound Vib. Vol. 77, pp. 165~189.

(37) Crocker, M. J. and Price, J., 1969, "Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis," J. Sound Vib. Vol. 9, pp. 469~486.

(38) Price, J. and Crocker, M. J., 1970, "Sound Transmission Through Double Panel Using Statistical Energy Analysis," J. Acoust. Soc. Am. 47, pp. 683~693.

(39) Brekke, A., 1981, "Calculation Methods for the Transmission Loss of Single, Double and Triple Partitions," Appl. Acoust. 14, pp. 225~240.

(40) Craik, R. J. M. and Smith, R. S., 2000, "Sound Transmission Through Double Leaf

Lightweight Partitions Part I: Airborne Sound," Appl. Acoust. 61, pp. 223~245.

(41) Kuroki, S. and Ichinose, M., 2000, "Sound Transmission Loss of Double Leaf Walls by Using the Modified SEA Method for Non-resonant Transmission," Proc. of the 7th Western Pacific Regional Acoustic Conf., 272-, Kumamoto, Japan.

(42) Panneton, R. and Atalla, N., 1996, "Numerical Prediction of Sound Transmission Through Finite Multilayer Systems with Poroelastic Materials," J. Acoust. Soc. Am. 100, pp. 346~354.

(43) Sgard, F. C., Atalla, N. and Nicolas, J., 2000, "A Numerical Model for the Low Frequency Diffuse Field Sound Transmission Loss of Double-wall Sound Barriers with Elastic Porous Linings," J. Acoust. Soc. Am. 108, pp. 2865~2873.

(44) Sewell, E. C., 1970, "Two-dimensional Solution for Transmission of Reverberant Sound Through a Double Partition," J. Sound Vib. Vol. 12, pp. 33~57.

(45) 이종화, 2003, "유한한 적층판의 차음성능 예측에 관한 연구," 박사학위논문, 한국과학기술원.

(46) Biot, M. A., 1956, "Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid Saturated Porous Solid. I. Low Frequency Range," J. Acoust. Soc. Am. 28, pp. 168~178.

(47) Biot, M. A., 1956, "Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid Saturated Porous Solid. II. High Frequency Range," J. Acoust. Soc. Am. 28, pp. 179~191.

(48) Bolton, J. S. and Shiau, N.-M., 1987, "Oblique Incidence Sound Transmission Through Multi-panel Structures Lined with Elastic Porous Material," Proc. of the 11th AIAA Aeroacoustics Conf., 19-21, Sunnyvale.

(49) Bolton, J. S., Shiau, N.-M. and Kang, Y. J., 1996, "Sound Transmission Through Multi-panel Structures Lines with Elastic Porous Materials," J. Sound Vib. Vol. 191, pp. 317~347.

(50) Allard, J. F., Propagation of Sound in Porous Media: Modeling Sound Absorbing Materials,(Elsevier, New York, 1993), Chap. 7.

(51) 이종화, 이정권, 1998, "유한한 판의 음향 전달 손실에 미치는 홉/차음재의 영향," 한국음향학회 하계학술대회논문집, pp. 82~85.