

잔향실의 형상(치수비)과 내부표면 흡음율이 음압의 공간편차에 미치는 영향

Effects of the Shape and the Absorption in Reverberation Rooms on the Space Variances of the Sound Pressure Level

최 석 주*, 장 영 자**
(Seok Joo Choi*, Young Ja Jang**)

요 약

고유모드분포가 다른 정형(직방체), 부정형 잔향실을 해석대상으로 선정, 각각의 모델에 대한 음압의 공간편차에 대하여 유한요소법을 이용한 수치계산으로 검토하였다. 그 결과, 잔향실 내표면의 임피던스가 무한대인 경우는 주파수대역에 따른 편차가 부정형 잔향실이 작게 나타났다. 반면, 임피던스가 유한한 경우는 직방체 잔향실도 2번 혹은 3번의 치수가 같거나 정수배인 것을 제외하면 편차가 부정형잔향실과 같은 정도라는 것이 확인되었다.

ABSTRACT

To examine the space variances of the sound pressure level for five different types (normal frequency spacing) of reverberation rooms, simulations were conducted using the Finite Element Method. In case of infinite surface impedance, nonrectangular reverberation rooms showed small Standard Deviations across the band of frequency, and in case of finite surface impedance, ideal rectangular reverberation rooms showed the similar results as those in irregular shaped reverberation rooms.

I. 서 론

잔향실은 음원의 음향방사파워와 흡음재료의 흡음특성 혹은 차음재료의 투과손실 측정 등에 많이 이용된다. 이들 측정에 있어서 전체가 되는 중요한 조건은 잔향실내 음장이 확산음장 조건을 충분히 만족하는 것이다. 음장에 있어서 완전확산은 실내 모든 위치에서 음 에너지 밀도가 일정하게 분포하고 음 에너지 흐름이 모든 방향에 확률적으로 균등한 것으로 정의하고 있다. 하지만, 실제의 잔향실은 이들 조건을 만족시키기 매우 어렵고 현실적으로는 근사적으로 만족시키는 방법에 대하여 연구되어 왔다[1,2].

일반적으로 실내음장을 확산시키기 위해서는 가능한 한 실용적용 크게 하고, 하나의 측정밴드 내에 적어도 10~20개의 고유모드가 필요한 것으로 보고 되고 있다. 이외에 실내의 공간조정에 의한 방법으로서 평행한 비울지

양하고, 최적의 치수비를 선택하며, 저주파수 대역의 흡음력을 갖게 하거나 확산판 혹은 회전확산판을 설치하는 등의 방법이 있다[3,4]. 또한, 잔향실 음장의 확산성 평가 항목에는 여러 가지가 있다. 그 대표적인 것으로 2점간 음압의 상호상관성조사, 잔향실법 흡음율과 Sabine 잔향식에 의한 값과의 비교, 주파수응답함수의 변동 조사 및 음압의 공간편차를 조사하는 등의 방법이 있다[5-7]. 그러나, 이들 어느 방법도 현재까지 정량화된 지수로서 확산성 평가에 활용할 수 있는 단계에는 이르지 못하고 있다.

따라서, 본 논문에서는 잔향실의 확산성을 높이기 위한 방법으로서 저음역(여기서는 100Hz이하)에 있어서 고유모드의 주파수분포가 균일하게 되는 실형 및 잔향실의 확산성 평가방법으로서 벽체 흡음율이 실내음압의 공간편차에 미치는 영향에 대하여 유한요소법을 이용한 수치계산에 의하여 검토하였다. 이하 그 결과에 대하여 논한다.

II. 음장의 유한요소 정식화[8]

음장을 지배하는 파동방정식은 각주파수 ω 를 갖는 조

* (주)세이브엔지니어링 대표
** (주)다비엔지니어링
접수일자: 1999년 1월 27일

화진동이라 가정하면 식(2.1)의 Helmholtz방정식이 된다.

$$\nabla^2 p + \frac{\omega^2}{c_0^2} p = 0 \quad (2.1)$$

여기서 ∇^2 은 Laplacian연산자, ω 는 공기중의 음속, p 는 음압, Ω 는 경계영역을 포함한 음장영역을 나타낸다.

식(2.1)에 웨이팅 함수 Φ 를 곱하여 음장영역 Ω 를 적분한 후, 그 값을 0라 놓으면 다음 식이 된다.

$$\int_{\Omega} \Phi \cdot \left[\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) + \frac{\omega^2}{c_0^2} p \right] dx dy dz = 0 \quad (2.2)$$

Green 정리에 의하여 식(2.2)의 좌변 제1항은 다음과 같이 된다.

$$\int_{\Omega} \Phi \cdot \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) dx dy dz = \int_{\Omega} \Phi \cdot \frac{\partial p}{\partial n} ds - \int_{\Omega} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \Phi}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \Phi}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx dy dz \quad (2.3)$$

단, S: 경계면의 면적 (m²)

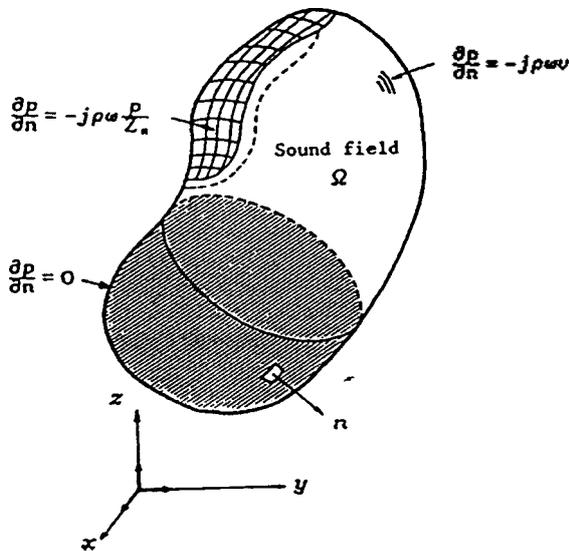


그림 1. 3차원 음장의 경계조건
Fig. 1. Boundary conditions of 3-dimensional sound field.

따라서 식(2.2)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\int_{\Omega} \left[\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \Phi}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \Phi}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - \Phi \frac{\omega^2}{c_0^2} p \right] dx dy dz - \int_{\Omega} \Phi \cdot \frac{\partial p}{\partial n} ds = 0 \quad (2.4)$$

여기서 $\partial p / \partial n$ 는 그림 1의 경계 $\partial \Omega$ 에 있어서 음압 p 의 외향 법선방향의 미분을 나타낸다.

이 경우 음장의 경계조건은 다음 3종류의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -j\rho\omega \frac{p}{Z_n} \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -j\rho\omega v \quad (2.7)$$

단, $j = \sqrt{-1}$

ρ : 공기의 밀도

Z_n : 음향 임피던스

v : 법선방향 진동속도

즉, 식(2.5)는 음향적으로 완전반사성인 강벽, 식(2.6)은 흡음벽, 식(2.7)은 진동속도가 주어지는 경계라 할 수 있다.

다음, 음장의 경계조건 식(2.5), 식(2.6), 식(2.7)을 식(2.4)에 대입하여 정리하면 다음의 적분방정식을 얻을 수 있다.

$$\int_{\Omega} \left[\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \Phi}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \Phi}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - \Phi \frac{\omega^2}{c_0^2} p \right] dx dy dz + j\rho\omega \int_{\Omega} \frac{1}{Z_n} \Phi \cdot p ds = j\rho\omega \int_{\Omega} \Phi \cdot v ds \quad (2.8)$$

한편, 식(2.8)의 적분방정식은 음장영역을 유한요소로 분할하여 정리하면 식(2.9)와 같이 절점음압 p 를 미지수로 하는 n 차원의 복소수 연립 일차방정식이 된다.

$$(K - \omega^2 M + j\rho\omega G) \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_n \end{Bmatrix} = \{F\} \quad (2.9)$$

여기서, K 는 elastance matrix, M 은 inertance matrix, G 는 damping matrix 및 $\{F\}$ 는 force vector를 나타낸다.

또한 음장영역에서 경계면의 감쇠항과 외력진동항이 없다고 하면, 식(2.9)는 식(2.10)과 같은 일반 고유치 문제가 된다. 즉, 이식을 풀면 n 개의 고유주파수와 고유벡터를 구할 수 있다.

$$(K - \omega_n^2 M) \{p_n\} = 0 \quad (2.10)$$

단, ω_n 은 고유주파수, $\{p_n\}$ 은 고유벡터를 나타낸다.

Ⅲ. 고유주파수 분포가 균일한 실험상

1. 고유주파수분포에 대한 표현식의 정의

잔향실에 대한 고유모드의 주파수분포를 검토하는 경우, M.M.Louden[9], J.R.Milner [10]가 이용한 표준편차(SD)의 개념은 본 연구를 수행하는데 있어서 유용하다고 판단되기 때문에 이하 그 개념에 대하여 논한다.

임의의 주파수 f 이하에 존재하는 실내의 공진주파수 개수는 다음의 접근해로서 구해진다[9,10].

$$n(f) = \frac{4\pi V}{3c_0^3} f^3 + \frac{\pi S}{4c_0^2} f^2 + \frac{L}{8c_0} f \quad (3.1)$$

여기서, n 은 주파수 f 이하의 실내공진 주파수, V 는 실용적(m^3), S 는 실내표면적(m^2), L 은 변 전체의 길이(m)를 나타낸다.

또한, 식(3.1)의 접근해를 미분하여 그 역수를 취하면 식(3.2)와 같이 고유모드별 주파수간격이 구해진다.

$$\frac{\partial f}{\partial n} = \left(\frac{4\pi V}{c_0^3} f^2 + \frac{\pi S}{2c_0^2} f + \frac{L}{8c_0} \right)^{-1} \quad (3.2)$$

즉, 식(3.2)는 주파수 함수로서 고주파수에서는 주파수의 2승에 반비례하는 것을 알 수 있다.

다음 식(3.3)은 M.M.Louden이 이용한 표준편차를 나타낸다. 이 값은 식(2)에 의한 이상적인 값과 실제 잔향실의 고유주파수로부터 구할 수 있다. 결국 이 값이 작아질수록 고유모드의 주파수분포가 균일하다고 말할 수 있다.

$$SD = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \left(f_i^{avr} - \frac{\partial f}{\partial n} \Big|_{f_i^{avr}} \right)^2}{(N-1)}} \quad (3.3)$$

단, f_i^{avr} : 인접 2개의 고유주파수 평균

$$f_i^{avr} = [f(i+1) + f(i)]/2$$

f_i^{br} : 인접한 고유주파수간의 간격

$$f_i^{br} = f(i+1) - f(i)$$

$\frac{\partial f}{\partial n} \Big|_{f_i^{avr}}$: 평균주파수 f_i^{avr} 를 식(3.2)에

대입하여 계산한 값

2. 수치계산에

그림 2의 고유모드분포가 다른 정형(직방체)과 부정형 잔향실을 해석 대상으로 선택하여 각각의 모델에 대한 고

유모드의 주파수분포 및 전절에서 설명한 SD값을 수치계산에 의하여 구하였다. 여기서 모델 1, 모델 2는 비교하기 위하여 극단적인 치수(가로:세로:높이)비 1:1:1, 1:2:1로 설정하였으며, 모델 3은 직방체중에서 고유주파수분포가 이상적인 치수비 1:1.65:1.21로 설정하였다. 또한 모델 4와 모델 5는 부정형 잔향실로서 모델 4는 J.R.Milner가 제안한 모델(천정과 바닥면 평행), 모델 5는 서로 평행한 벽이 없는 잔향실이다. 경계조건은 해석모델 모두 음향적으로 완전 반사성으로 하였으며, 실용적 또한 각 모델 모두 201.6 m^3 일정하게 하였다.

다음은 각각의 모델에 대한 고유주파수의 계산방법에 대하여 설명한다. 먼저, 직방체 모델의 고유주파수는 다음 식으로 계산하였다[9].

$$f_{lmn} = (c_0/2) \sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2} \quad (3.4)$$

$l, m, n = 1, 2, 3, \dots$

단, L_x, L_y, L_z 는 각각 X, Y, Z 방향의 치수

모델 4에 대한 고유주파수는 모델특성상 그림 3과 같이 6절점 삼각형요소로 분할하여 2차원 음장(바닥면 혹은 천정면)의 고유주파수 f^{2D} 를 먼저 구하고, 천정과 바닥면이 평행하므로 3차원 고유주파수 f^{3D} 는 다음식으로 구할 수 있다[10].

$$f_m^{3D} = \sqrt{(f_i^{2D})^2 + [(n/L_z)(c_0/2)]^2} \quad (i=1, 2, \dots, 35, n=0, 1, 2, \dots, 5) \quad (3.5)$$

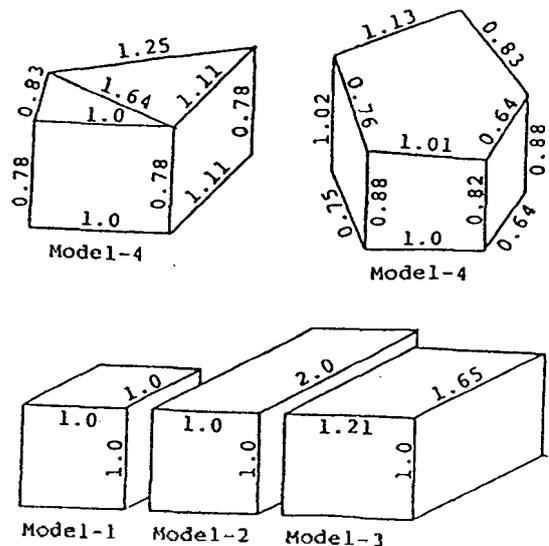


그림 2. 잔향실의 개요(그림의 숫자는 치수비)
Fig. 2. 5-types of reverberation rooms.

모델 5의 고유주파수 계산은 컴퓨터용량과 CPU시간, 정밀도를 고려하여 20절점 6면체 아이소파라메트릭 요소를 사용하였다. 이때 요소분할은 240요소, 1353절점

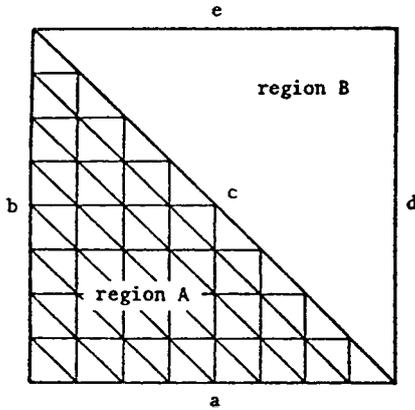


그림 3. 모델-4의 유한요소분할
Fig. 3. Finite element discretization by 6-node triangular element (Model-4).

으로 하였으며 고유치 계산은 동시반복법을 사용하였다.

상기 5개 모델에 대한 각각의 고유주파수간 주파수간격 계산결과를 그림 4에 나타낸다. 그림에서 곡선은 이상적인 잔향실의 인접 모드간의 주파수간격을 나타낸 것으로 식(3.2)에 의하여 구해진다. 또한 그림의 SD값은 식(3.3)에 의한 계산결과다. 이들 모두 고유주파수는 작은 것부터 36번까지를 대상으로 하였다. 결과를 보면, 바닥면과 천장이 평행한 모델 4의 SD값이 평행면이 전혀 없는 모델 5의 값보다 작게 나타났다. 이 원인은 모델 4를 제한한 인용문헌 [10]의 저자가 고유주파수를 효율적으로 계산할 수 있는 알고리즘을 개발하여 찾아낸 모델(바닥과 천장이 동일하며 수평인 형상으로 최적의 고유주파수 분포를 갖음)인데 비하여 모델 5(일본 T대학 잔향실)는 이러한 과정을 거치지 않고 제작되었기 때문으로 판단된다. 또한 모델 4는 계산오차가 1% 이내, 모델 5는 최대 3% 정도이므로 오차를 감안하여도 SD값은 모델 4의 경우가 작은 것이 타당하다 여겨진다. 한편, 3번 혹은 2번의

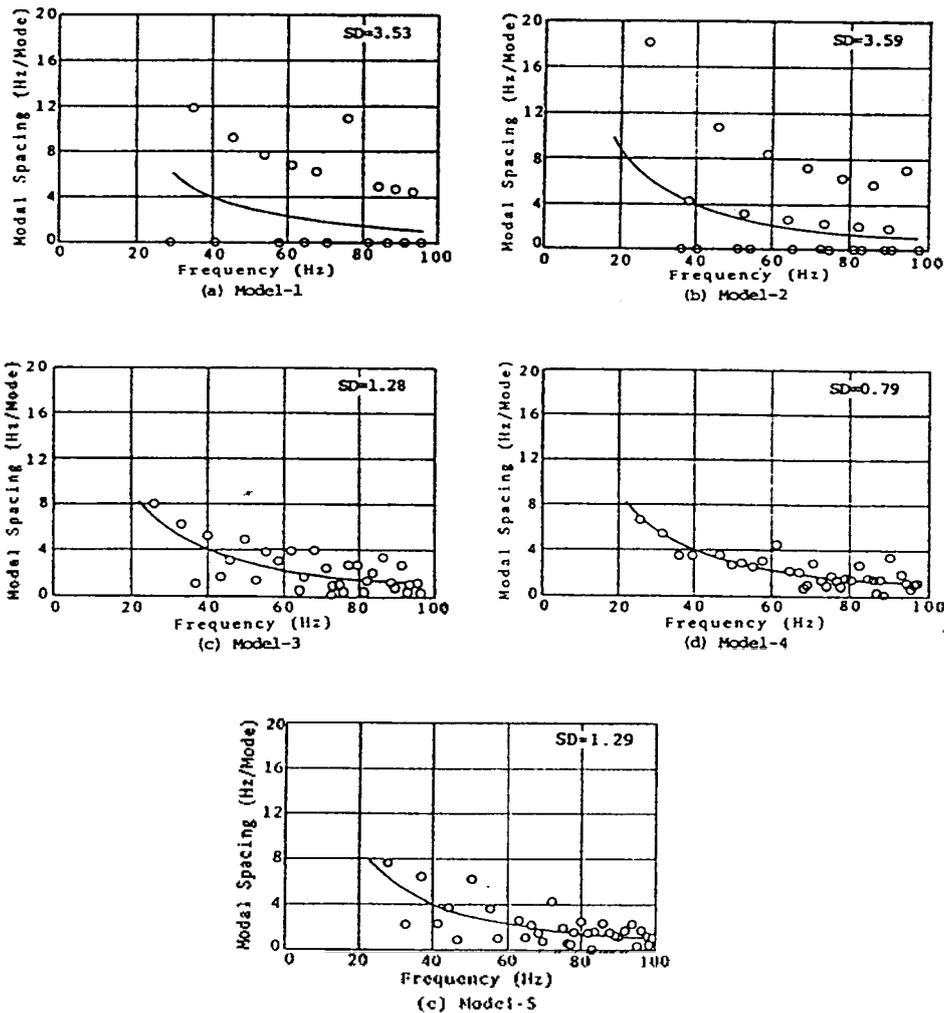


그림 4. 고유주파수간의 주파수 간격
Fig. 4. Variation of frequency spacing between two neighbour eigentones with frequency.

길이가 같거나 정수배인 모델 1과 모델 2의 경우를 제외하면 직방체실인 모델 3의 SD값이 부정형 잔향실인 모델 5의 값보다 작게 나타났다. 즉, 직방체 잔향실도 치수비를 이상적으로 설계하면 고유모드의 주파수분포 측면에서 부정형 잔향실과 비슷한 성능을 갖게 할 수 있음이 확인되었다.

IV. 실내음압의 공간편차와 벽흡음 효과

1. 수치계산의 개요

잔향실벽의 흡음율이 음장내 음압레벨의 공간편차에 미치는 영향을 검토하기 위한 모델은 제III장에서 논한 5가지 모델과 동일한 형상으로 선정하였다. 일반적으로 잔향실내 음압레벨의 공간편차는 음원의 위치 혹은 수용 범위 에 따라 달라지나, 여기서는 비교하기 위하여 음원 위치를 바닥면의 기하학적 중심점에서 요소 하나의 길이만큼 떨어진 절점에 설정하고 수용점은 실내 벽면상을 포함한 공간 전체의 절점값으로 하였다.

실내음압레벨 계산시는 결과의 비교가 용이하고 요소 크기를 후술하듯이 계산주파수 파장의 1/6 이하로 하면 계산오차를 3% 이내로 유지할 수 있다고 판단하여 전체 모델에 대하여 8절점 6면체 요소로 분할하였다. 이때 계산주파수는 28Hz에서 113Hz(저음역 1/3 옥타브 6개 밴드)까지 1Hz 간격으로 하였으며, 요소크기는 계산정도를 고려하여 대상 최고주파수 파장(λ)의 1/6 이하가 되도록 하였다. 또한 전 벽면의 경계조건은 임피던스 무한대 및 유한한 값으로서 40000(kg/m².sec), 7000 (kg/m².sec)의 3단계로 하여 대상 주파수 전체 일정한 조건으로 하였고, 음원 특성은 음압이 일정한 점음원 조건으로 설정하였다. 각 절점에 대한 음압은 1Hz별 에너지를 합성하여 1/3옥타브·밴드·레벨을 구하였으며, 동시에 전체 절점의 에너지합을 평균하여 실내평균음압레벨을 산출하였다. 이들 결과로부터 다음 식에 의하여 실내음압의 공간편차(이하 SVSPL)를 구하였다.

$$SVSPL = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (SPL_i - \overline{SPL})^2}{N}} \quad (dB) \quad (3.6)$$

단, N : 각 모델의 절점수
 SPL_i : i 번째 절점의 음압레벨
 \overline{SPL} : 실내평균음압레벨

2. 계산결과와 그 검토

각각의 잔향실에 대한 음압의 공간편차 계산결과를 경계조건별로 비교하여 그림 5-그림 7에 나타낸다. 전벽면

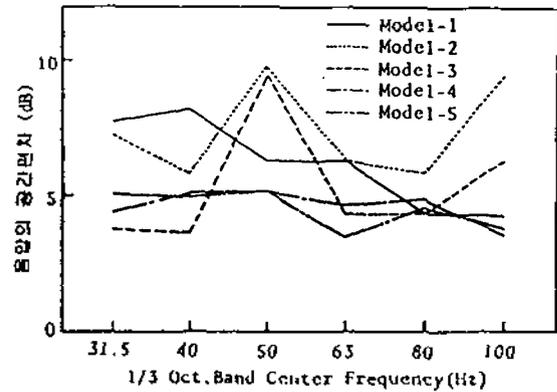


그림 5. 음압레벨의 공간편차(Impedance 무한대)
 Fig. 5. Space variances of the sound pressure level (Infinite impedance).

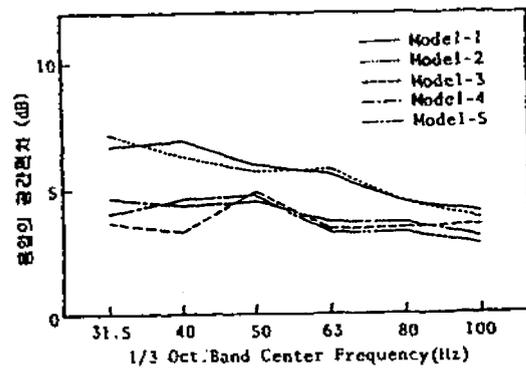


그림 6. 음압레벨의 공간편차(Impedance : 4×10^4)
 Fig. 6. Space variances of the sound pressure level (Impedance : 4×10^4).

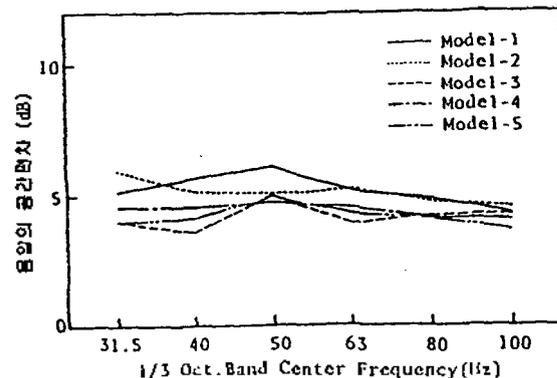


그림 7. 음압레벨의 공간편차(Impedance : 7×10^4)
 Fig. 7. Space variances of the sound pressure level (Impedance : 7×10^4).

의 음향임피던스를 무한대로 한 그림 5의 결과를 보면, 직방체 잔향실(모델 1, 모델 2, 모델 3)은 부정형 잔향실(모델 4, 모델 5)에 비하여 음압의 공간편차가 전체적으로 클 뿐만 아니라 주파수 대역에 따른 편차도 크다는 것을 알 수 있다. 한편, 벽면의 임피던스를 유한한 값 즉, 벽면에 어느 정도의 흡음을 가정한 그림 6, 그림 7의 결과를 보면, 직방체 잔향실도 공간편차가 부정형 잔향실과 비슷해지는 결과로 나타났다.

V. 결 론

본 논문에서는 각종 음원의 파워레벨이나 음향계로의 흡음을 측정에 많이 이용되는 잔향실의 형상과 내부표면 흡음율이 실내음압레벨의 공간편차에 미치는 영향에 대하여 유한요소법을 이용한 수치계산법으로 검토하였다.

그 결과, 잔향실의 고유주파수분포는 부정형 잔향실이 비교적 좋게 나타났으나, 직방체 잔향실도 가로, 세로, 높이의 비율 최적으로 설계하면 부정형 잔향실과 비슷한 결과를 얻을 수 있음이 확인되었다. 또한, 실내음압레벨의 공간편차는 벽면의 음향임피던스를 적절하게 설정하면 직방체 잔향실도 3변 혹은 2변의 치수가 같거나 정수배인 경우를 제외하면 부정형 잔향실과 성능면에서 비슷하게 만들 수 있다는 가능성이 시사되었다.

끝으로, 본 논문에서는 잔향실에 있어서 고유주파수분포와 음압의 공간편차에 대한 기초적인 검토를 하였으나, 향후에는 실제적인 흡음조건 및 측정범위에 대한 검토와 함께 확인 실험도 병행할 예정이다.

참 고 문 헌

1. T.J.Schultz, "Diffusion in reverberation rooms," J.Sound and Vib. 16(1), pp.12-28, 1971.
2. M.Koyasu 외1인, "공간상관에 의한 잔향실내 음장의 확산도 평가," 일본음향학회지 27, pp.132-143, 1971.
3. G.Venzke, "Frequency dependence of different ways to obtain diffuse sound fields in reverberation chambers," J.Acoust.Soc.Am. 35, pp.786(A), 1963.
4. R.V.Waterhouse, "Statistical properties of reverberant sound power fields," J.Acoust.Soc.Am. 43, pp.1346-1444, 1968.
5. M.R.Schroeder, "Measurement of sound diffusion in reverberation chambers," J.Acoust.Soc.Am. 31, pp.1407-1414, 1959.
6. C.W.Kosten, "International comparison measurements in the reverberation room," Acustica 10, p.400, 1960.
7. ASTM E90-55, "Recommended practice for laboratory measurement of airborne sound transmission loss of

building floors and walls".

8. S.J. Choi and H. Tachibana, "Analysis of Sound Attenuation Chambers in Duct System by the Finite Element Method," 한국음향학회지 12(E), pp.88-95, 1993.
9. M.M.Louden, "Dimension-ratios of rectangular rooms with good distribution of eigentones," Acustica 24, pp.101-104, 1971.
10. J.R.Milner and R.J.Bernhard, "An investigation of the modal characteristics of nonrectangular reverberation rooms," J.Acoust.Soc.Am.85, pp.772-779, 1989.

▲ 최 석 주 (Seok Joo Choi)

현재: 세이빈엔지니어링 대표

(제12권 2E호 참조)

주관심분야: 음장해석, 소음/진동 측정평가, 음향모형실험 등

▲ 장 영 자 (Young Ja Jang)



1991년 2월: 전북대학교 공과대학 건축공학과 졸업

1992년 3월-1993년 4월: 일본 니이가타 대학 건축공학과 대학원 수학

1996년 2월: 전북대학교 대학원 석사과정 졸업(공학석사)

1998년 2월: 전북대학교 대학원 박사과정 수료

1993년 9월-현재: 디비엔지니어링 제작중

주관심분야: 건축음향설계