

파티션의 두께 및 틈새를 고려한 에어컨 캐비닛의 차음 성능 평가 및 음향 삽입 손실 향상에 대한 실험적 분석

Evaluation for the Capability of the Sound Insulation and Experimental Analysis for the Improvement of the Sound Insertion Loss of the Air Conditioner-cabinet Considering the Thickness and Aperture of the Partition

한 형 석* · 정 우 승* · 모 진 용*

Hyung Suk Han, Woo Seoung Jung and Jin Yong Mo

(2007년 12월 20일 접수 ; 2008년 1월 18일 심사완료)

Key Words : Sound Transmission Loss(음향 투과 손실), Sound Insertion Loss(음향 삽입 손실), Partition(파티션), Cabinet(캐비닛), Simple Enclosure(단순 인클로저)

ABSTRACT

Compressor radiated noise is one of the dominant noise for the outdoor unit of the air conditioner. Therefore, air conditioner makers are trying to reduce it continuously. Even though noise absorption and isolation technology are one of the important parts for reducing the noise from the compressor, it is usually treated to the substitute technology when the noise from the compressor is very difficult to reduce by the compressor noise control only. In this paper, we focus on the property of the sound insulation for the cabinet and measure it applying the theory of the sound transmission loss and insertion loss of the simple enclosure. The insertion loss is evaluated by the experiments according to the thickness and the aperture of the partition in the cabinet.

1. 서 론

지구 온난화로 인해 에어컨 사용량이 급증하면서 에어컨은 냉장고, 세탁기와 같이 생활 필수품으로 많은 가정에 보급되고 있다. 에어컨 실외기의 경우 컴프레서(compressor)에 의해서 구동되고 실내기에 비해 비교적 큰 유량으로 열 교환이 이루어지므로 실외기의 방사소음은 실내기에 비해 현격히 높다. 또한 실외기는 실외에 설치되지만 주택 밀집지역의 경우 콘크리트 벽체 등에 의한 반사음이 커서 실내

로 전달되는 경우가 많으므로 소음에 대한 소비자들의 불만이 많은 제품이다. 특히 소비자들은 실외기 소음에 대해서 웬 소음 보다는 컴프레서 소음에 더욱 민감하기 때문에 컴프레서 소음 저감은 에어컨 메이커들의 큰 과제이며 이를 효과적으로 저감하기 위한 흡음, 차음재에 개발에 박차를 가하고 있다. 흡음, 차음 관련된 연구 중 차음 구조에 대한 연구는 건축 분야에서 매우 활발히 이루어지고 있다. 이에 대한 최근 연구 동향을 살펴보면, Osipov⁽¹⁾는 건물에 적용하는 단일 벽체에 대한 저주파 음향 투과 손실에 관하여 다루었고, 저주파에서 벽체의 투과 손실은 벽체의 고유진동에 의해 영향을 받기 때문에 그 형상과 치수가 중요함을 실험적으로 검증하였다. Sakagami⁽²⁾는 막(membrane)

† 교신저자: 정희원, 국방기술품질원
E-mail : daerihan@hanmail.net
Tel : (055)680-6393, Fax : (055)681-7447

* 삼성전자(주)

구조 지붕에 대해서 이중 벽 막(double leaf membrane) 구조의 음향 투과 손실을 이론적 해석을 통해 구하고 이를 실험적으로 검증하였다. 시험 결과로부터 이중 벽 구조에서 음향 투과 손실은 막의 질량, 공기의 흐름 저항(flow resistivity) 및 공기층의 길이(cavity depth)에 종속됨을 증명하였다. Chang⁽³⁾은 에어컨 실외기 설치 룸(room)의 문과 창문의 틈새가 음향 투과 손실에 미치는 영향을 실험과 해석을 통해서 분석하고 음향 인텐시티 맵을 통해 가시화 하였다.

이 논문에서는 이러한 건축 분야의 벽체 연구에 에어컨 캐비닛(cabinet) 구조에 적용하여 에어컨 실외기의 컴프레서 소음에 대한 캐비닛의 차음 특성을 분석하고 캐비닛의 효과적인 차음 구조 개발을 통한 컴프레서 방사 소음 저감을 수행하고자 한다.

우선 컴프레서 방사 소음 저감 평가를 위해서 컴프레서 소음 측정 장비를 이용하여 실외기 캐비닛을 단순 인클로저(simple enclosure)로 가정한 후 인클로저 적용 전후의 음향 삽입 손실(sound insertion loss)을 측정하였다. 또한 실외기의 압축기실 파티션(partition)의 두께, 틈새를 캐비닛의 삽입 손실에 영향을 미치는 주 인자로 보고 이에 대한 영향을 실험적으로 분석하였다.

2. 단순 인클로저의 음향 투과 손실 및 삽입 손실

2.1 단순 인클로저의 음향 투과 손실

Fig. 1은 단순 인클로저의 개략도이다. Fig. 1에서 인클로저 내부 검사 체적(control volume)과 외부 검사 체적이 동일하다고 가정한다. 여기서 L 거리에 음파(acoustic wave)가 도달하는 시간(t)은 수식 (1)⁽⁴⁾과 같으며 인클로저의 내부 및 외부 체적 내의 음향에너지 및 에너지 밀도는 식 (2)~(4)와⁽⁴⁾ 같이 나타낼 수 있다.

$$t = \frac{L}{c} \tag{1}$$

$$E_1 = W_1 \cdot t, E_2 = W_2 \cdot t \tag{2}$$

$$\delta_1 = \frac{E_1}{V_1} = \frac{W_1 \left(\frac{L}{c}\right)}{V_1} \tag{3}$$

$$\delta_2 = \frac{E_2}{V_2} = \frac{W_2 \left(\frac{L}{c}\right)}{V_2} = \tau \frac{W_1 \left(\frac{L}{c}\right)}{V_2} = \tau \delta_1 \tag{4}$$

여기서 c 는 음속, V_1, V_2 는 인클로저의 내부 및 외부의 검사 체적, E_1, E_2 는 체적 V_1, V_2 내의 음향 에너지, W_1 은 음향 소스에서 방사되는 음향 파워, W_2 는 인클로저에서 방사되는 음향 파워, δ_1 과 δ_2 는 체적 V_1, V_2 에 대한 음향 에너지 밀도이다. 또한 인클로저 내, 외의 평균 음압은 식 (5)와 같이 나타낼 수 있으므로 식 (4)와 (5)로부터 인클로저의 음향 투과 손실은 식 (6)⁽⁴⁾과 같이 구할 수 있다.

$$p_{in}^2 = \rho_0 c^2 \delta_1, \quad p_{out}^2 = \rho_0 c^2 \delta_2 \tag{5}$$

$$\begin{aligned} NR &= L_{p,in} - L_{p,out} \\ &= 10 \log \left(\frac{p_{in}^2}{p_{out}^2} \right) \\ &= 10 \log \frac{\delta_1}{\delta_2} \\ &= 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right) = TL \end{aligned} \tag{6}$$

여기서 p_{in}, p_{out} 은 체적 V_1, V_2 내의 평균 음압, ρ_0 는 공기의 밀도, NR 은 소음 저감량(noise reduction), $L_{p,in}$ 은 체적 V_1 내의 평균 음압 레벨, $L_{p,out}$ 은 체적 V_2 내의 평균 음압 레벨, τ 는 투과율, TL 은 음향 투과 손실이다.

2.2 단순 인클로저의 음향 삽입 손실

측정 대상과 인클로저를 하나의 유니트(unit)로 보았을 때 총 음향파워는 $\tau \leq \alpha \leq 1$ 인 조건에서 식 (7)⁽⁴⁾과 같이 나타낼 수 있다.

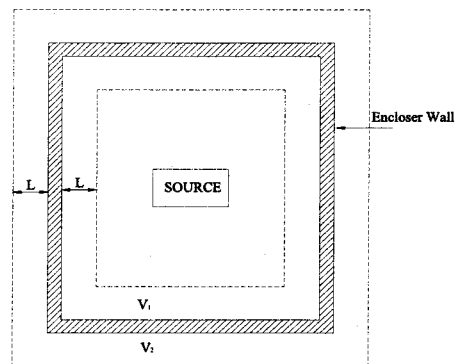


Fig. 1 Schematic diagram of the simple enclosure

$$W_2 = W_1 \left(\frac{S_e \alpha_e}{S \alpha} \right) \tau \quad [W] \quad (7)$$

여기서 W_2 는 인클로저에 의해서 방사되는 음향파워, W_1 은 소스(source)의 음향파워, S_e 는 인클로저의 벽과 천정의 면적, α_e 는 인클로저의 벽과 천정의 흡음률, S 는 인클로저의 총 면적(= $S_e + S_f$), S_f 는 인클로저의 바닥 면적, α 는 인클로저의 평균 흡음률, τ 는 바닥을 포함하지 않은 인클로저의 투과율이다.

인클로저의 벽과 천정의 면적이 바닥 면적에 비해 크고, 모든 음향 에너지가 인클로저 벽에 흡수되며 ($\alpha_e=1$), 인클로저 적용 전후 방향성 팩터(directionality factor)가 모두 동일하다고 가정하면 인클로저의 음향 파워 및 삽입 손실은 $\tau \leq \alpha \leq 1$ 인 조건에서 식 (8) 및 식 (9)⁽⁴⁾와 같다.

$$W_2 = \left(\frac{\tau}{\alpha} \right) W_1 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} IL &= L_{p1} - L_{p2} = L_{w1} - L_{w2} \\ &= 10 \log \left(\frac{W_1}{W_2} \right) = 10 \log \left(\frac{\alpha}{\tau} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 L_{p1} , L_{w1} 은 인클로저가 없을 때 특정점에서의 음압 및 음향 파워이며 L_{p2} , L_{w2} 는 인클로저를 설치했을 때 특정점에서의 음압 및 음향 파워이다.

위 식에서 흡음률이 투과율과 동일한 조건($\alpha=\tau$)에서 삽입 손실은 0이 됨을 알 수 있으며 흡음률이 1.0($\alpha=1$)일 경우 삽입 손실은 투과 손실과 동일하게 된다. 일반적으로 벽체의 흡음율은 1이하이므로 삽입 손실은 투과 손실보다는 작음을 알 수 있다.

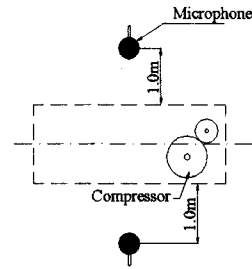
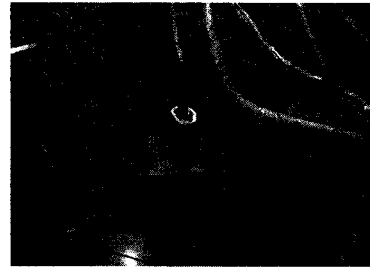
인클로저 투과 손실의 경우 인클로저 내부의 평균 음압을 측정해야 하는데, 에어컨 실외기의 경우 압축기 실 내부의 소음을 측정하는 것이 쉽지 않다. 따라서 비교적 측정이 용이한 인클로저의 삽입 손실 측정 방법을 적용하고, 실외기 캐비닛을 단순 인클로저로 가정하여 실외기 캐비닛의 차음 특성을 평가하였다.

3. 실험

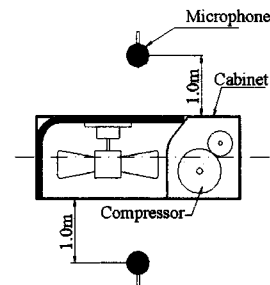
3.1 압축기 소음 측정 및 캐비닛의 삽입 손실

Fig. 2는 스탠드형 에어컨 19kBTU급 로터리 압축기의 소음에 대한 캐비닛의 음향 삽입 손실 측정 셋

업을 보여주고 있다. 캐비닛의 음향 삽입 손실을 측정하기 위해서 마이크로폰은 실외기가 조립된 상태를 기준으로 실외기 전면 1m, 후면 1m에 설치하였다. 캐비닛 조립 상태에서의 압축기 소음은 압축기 성능 시험기의 흡입 및 토출 플렉시블(flexible) 배관을 캐비닛 상부를 통해 압축기에 직접 연결한 다



(a) Test setup for measuring compressor noise



(b) Test setup for measuring insertion loss of the cabinet

Fig. 2 Test setup measuring insertion loss of the cabinet for the compressor noise

음, 흡음재로 캐비닛 상부를 밀봉한 상태에서 측정하였다. 여기서 흡입, 토출 배관의 진동에 의한 영향을 무시하기 위해서 동 배관은 연결하지 않았으며, 응축기에 냉매가 흐르지 않고 팬을 동작시키지 않은 상태에서 시험을 진행하였다. 차음 효과에 대한 차음 성능 평가는 20 Hz에서 20000 Hz까지 캐비닛 적용 전후의 음향 삽입 손실을 가지고 평가하였다.

일반적으로 벽체의 고유주파수 부근에서 차음 효과는 벽체의 강성과 구조적 감쇠 계수에 영향을 받기 때문에 질량 법칙(mass law)이 성립하지 않는다. 이 논문에서는 이론적 기본 개념을 질량 법칙에 근간을 두었기 때문에 질량 법칙이 성립하지 않는 주파수 구간, 즉 저주파 고유진동수 구간은 주파수 분석 범위에서 제외시켰다.

이러한 저주파 고유주파수 영역은 실외기 파티션의 저주파 고유주파수를 기준으로 선정하였으며, 파티션의 고유주파수는 유한 요소 해석을 통하여 상용 소프트웨어인 MSC. Nastran을 가지고 계산하였다.

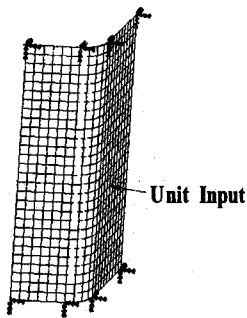
Fig. 3은 파티션 면의 수직 단위 하중에 대한 파티션 중심부 임의의 노드 4개에 대한 수치 해석 결

과 리셉턴스(receptance)이다. 수치 해석 결과 500 Hz 미만에 파티션의 고유주파수가 집중적으로 분포하고 있음을 알 수 있었다. 따라서 이 논문에서 파티션의 차음 효과에 대한 주파수 분석 범위는 파티션의 고유모드 해석 결과를 바탕으로 500 Hz에서 16000 Hz까지 1/1옥타브로 선정하였다.

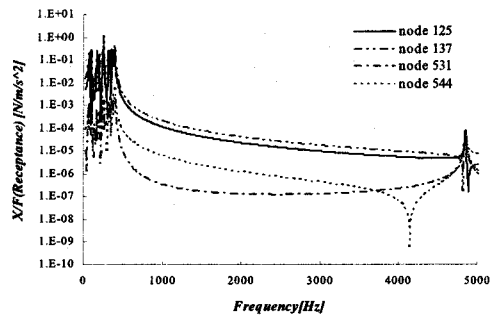
전체 소음(overall sound pressure level) 측정 결과 캐비닛의 차음 성능은 Table 1과 같으며 실외기의 전면 보다는 후면의 소음이 약 3.1 dB 크다는 것을 알 수 있었다. 후면 소음이 전면 소음에 비해

Table 1 Sound pressure level and the amount of the noise reduction after applying the cabinet

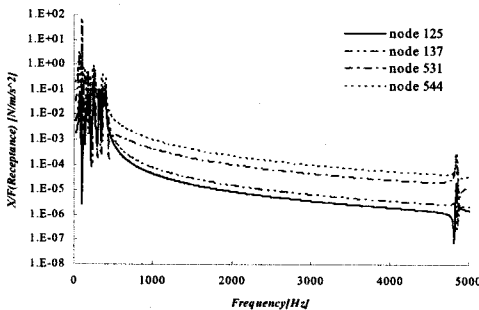
Items	Sound pressure level[dB]	
	Front side	Rear side
Compressor radiated noise	57.67	57.35
Compressor radiated noise with the cabinet	49.92	53.07
Insertion loss	7.75	4.28



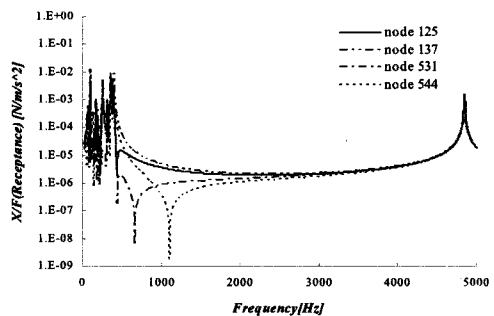
(a) Finite element model of the partition



(c) Receptance of the response at "Y" direction



(b) Receptance of the response at "X" direction



(d) Receptance of the response at "Z" direction

Fig. 3 Receptance of the partition under the unit force at "X" direction estimated by CAE

큰 것은 Fig. 4와 같이 구조적으로 실외기 캐비닛의 두께에 비해 축류 팬과 압축기 간에 설치되어 있는 파티션(partition)의 두께가 작고, 후면의 차음 면적이 전면에 비해 작기 때문인 것으로 판단되었다. 여기서 파티션은 두께 0.6 mm, 캐비닛은 두께 0.8 mm 강판을 사용하였다. 또한 파티션이 캐비닛에 조립될 때 발생하는 틈새 등으로 인해 음향 투과 손실이 전면에 비해 후면이 더 떨어지는 것으로 판단되었다. Fig. 5는 시험 결과 동일한 마이크 위치에서 압축기 단독 소음과 캐비닛을 씌웠을 때의 소음 스펙트럼을 보여주고 있다. Fig. 5에서 보면, 캐비닛의 음향 삽입 손실은, 질량 법칙과 같이 고주파로 갈수록 커지는 것을 알 수 있다. 여기서 1000 Hz 대역의 경우 캐비닛 조립 후 음향 삽입 손실이 다른 주파수 대역에 비해 크지 않음을 알 수 있었다. 일반적으로 컴프레서의 토출 압력 및 소음 특성은 컴프레서의 온도에 따라 많이 달라진다. 특히 1000 Hz 대역은 이러한 온도 특성에 따른 토출 소음의 영향을 크게 받는 대역이다. 따라서 1000 Hz 대역에서 음향 삽입 손실이 작은 원인은 캐비닛 조립에 따른 컴프레서 온도 증가로 인한 음원, 즉 컴프레서 토출 소음 증가에 의한 것으로 예측되어진다. 또한 파티션의 고유모드 해석 결과로 볼 때 이 주파수에서의 삽입 손실 감소 특성은 파티션의 밴딩파의 영향으로 보기는 힘들다고 판단되었다.

이 절에서는 후면 캐비닛의 삽입 손실 향상에 대한 주요 인자로 파티션의 두께, 틈새를 주요인어로 보고 이들이 삽입 손실에 미치는 영향을 실험적으로 분석하였다.

3.2 파티션 두께에 따른 삽입 손실 차이

일반적으로 균질(homogeneous) 무한의(unbounded) 단일 파티션(single leaf partition)에 대한 음향 투과 손실 계수는 음이 랜덤 입사할 경우 식 (10)⁽⁵⁾과 같이 표현할 수 있다.

여기서 $\omega(=2\pi f)$ 는 주파수, m 은 벽의 단위 면적당 질량, η 는 벽의 손실 팩터(loss factor), ρ_0 는 공기 밀도, c 는 유체의 음속(velocity of propagation)

$$\tau = \frac{(2\rho_0 c \sec\phi)^2}{[2\rho_0 c \sec\phi + (D/\omega)\eta k^4 \sin^2\phi]^2 + [m - (D/\omega)k^4 \sin^4\phi]^2} \quad \text{where } D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (10)$$

이며(20°C , 대기압에서 344 m/s), k 는 공기의 파수(wave number), ϕ 는 음향의 입사각, E 는 벽의 영률(Young's modulus), ν 는 벽의 푸아송 비(Poisson ratio), h 는 벽의 두께이다.

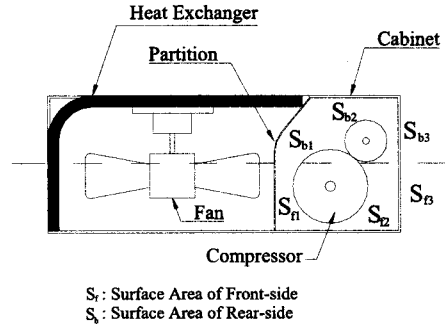
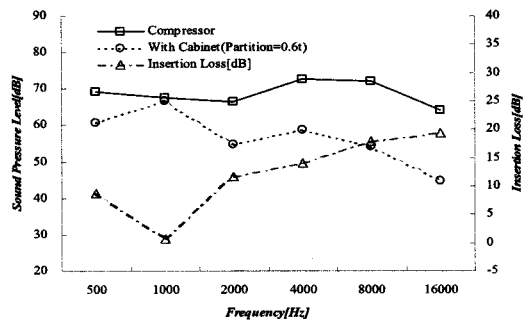
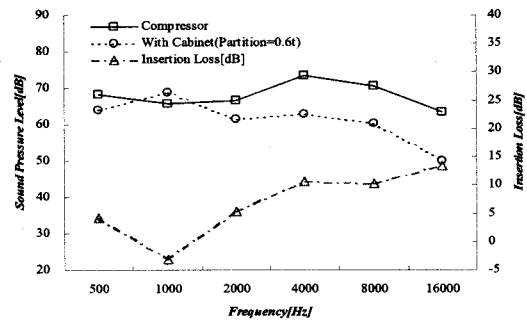


Fig. 4 Structure of the partition and cabinet of the outdoor unit ($S_{f1} + S_{f2} + S_{f3} > S_{b1} + S_{b2} + S_{b3}$)



(a) Front-side



(b) Rear-side

Fig. 5 Sound pressure level and insertion loss for the compressor noise after applying the cabinet

밀도가 ρ_s 인 벽에 음향이 투과될 때 음향파가 벽의 굴곡과 일치하는 주파수를 일치 주파수(coincident frequency, f_{co})라고 하고 일치 주파수의 최저치를 임계 주파수(critical Frequency, f_c)라고 하며 이는 식 (11)⁽⁵⁾과 같다. 일반적으로 이 주파수에서는 파티션의 밴딩파(bending wave)가 입사파(incident wave)와 동일하게 진동함으로써 벽면의 투과 손실이 급격히 떨어지게 된다.

$$f_c = \frac{1}{2\pi} c^2 (\rho_s h)^{1/2} \left[\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right]^{-1/2} \text{ [Hz]} \quad (11)$$

$$f_{\omega} = \frac{f_c}{\sin^2 \phi} \text{ [Hz]}$$

식 (10)의 음향 투과율에 대한 음향 투과 손실을 주파수 별로 나누어 보면 임계 주파수 이전에서의 음향 투과 손실은 식 (12)⁽⁵⁾와 같으며, 실험적 표현으로 식 (13)⁽⁵⁾과 같이 나타낼 수 있다. 식 (13)은 음향의 입사각이 0~78도의 범위에서 투과될 때에 대한 식이며, 일반적으로 필드 입사 질량 법칙(field incident mass law)으로 알려져 있다.

$$R(\phi) = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} = 20 \log_{10} (\omega m \cos \phi / 2\rho_0 c) \text{ [dB]} \quad (12)$$

$$R(\phi) = 20 \log_{10} (mf) - 47 \text{ [dB]} \quad (13)$$

여기서 $R(\phi)$ 는 입사각 ϕ 로 들어오는 음향에 대한 음향 투과 손실이다.

임계 주파수에서의 음향 투과 손실은 식 (14)⁽⁵⁾와 같으며 $\eta > 2\rho_0 c / \omega_{co} m \cos \phi$ 인 조건에서는 식 (15)⁽⁵⁾와 같이 표현할 수 있다. 따라서 이 경우 임계 주파수 이전의 음향 투과 손실과 비교해 볼 때 $20 \log_{10} (\eta)$ 만큼 차이가 나며, 이는 음향 투과 손실이 기계적인 감쇠(damping)에 의해서 조절됨을 의미한다.

$$R(\phi) = 20 \log_{10} [1 + \eta \omega_{co} m \cos \phi / 2\rho_0 c] \text{ [dB]} \quad (14)$$

$$R(\phi) = 20 \log_{10} [\omega_{co} m \cos \phi / 2\rho_0 c] + 20 \log_{10} (\eta) \text{ [dB]} \quad (15)$$

임계 주파수 이상의 영역에서의 투과 손실은 일반적으로 식 (15)⁽⁵⁾와 같으며 Cremer(1942)는 확산 음장에 대해서 식 (16)⁽⁵⁾과 같이 제안하였다. 여기서 R_d 는 확산 음장에서의 음향 투과 손실로 식 (17)과

같다.

$$R(\phi) = 20 \log_{10} [1 + Dk^4 \sin^4 \phi \cos \phi / 2\rho_0 c \omega] \text{ [dB]} \quad (16)$$

$$R_d = R(0) + 10 \log_{10} (f/f_c - 1) + 10 \log_{10} \eta - 2 \text{ [dB]} \quad (17)$$

위 수식을 바탕으로 실외기의 파티션 두께에 따른 음향의 투과 손실을 계산해 보면 Fig. 6과 같이 나타낼 수 있다. 여기서 파티션과 공기의 물성치 및 임계 주파수는 Table 2와 같다. 임계 주파수는 두께 0.8 mm 파티션의 경우 15 kHz, 두께 0.6 mm 파티션의 경우 20 kHz로 측정 범위 내에서 그다지 중요하지 않을 것으로 판단된다. 이론적인 계산 결과 파티션 두께를 0.6 mm에서 0.8 mm로 증가 시켰을 경우 파티션의 임계 주파수 보다 작은 주파수 범위에

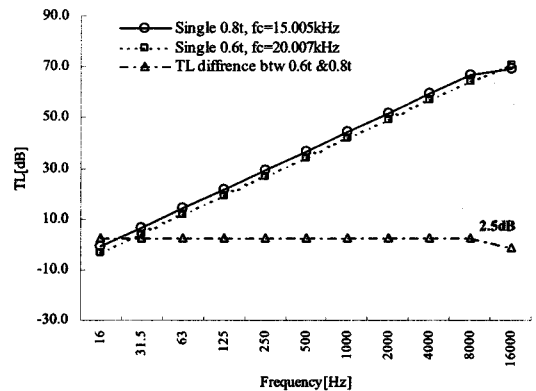


Fig. 6 Transmission loss of the single leaf partition according to the thickness of the partition (mathematical calculation)

Table 2 Material property of the partition and critical frequency of the single leaf partition

Term	Single 0.8t	Single 0.6t	Unit
Area density of mass(m)	6.28	4.71	kg/m ²
Density of air(ρ)	1.18	1.18	kg/m ³
Young's modules(E)	211000	211000	Mpa
Poisson ratio(ν)	0.3	0.3	-
Critical frequency(f_c)	15005.6	20007.4	Hz
Loss factor(η)	0.01	0.01	-

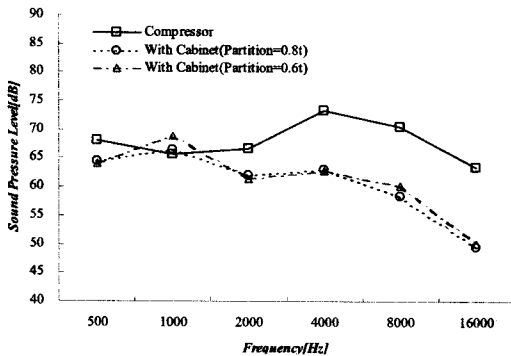
서 투과 손실 및 삽입 손실은 약 2.5 dB 정도 향상 될 것으로 예측되었다.

Fig. 2의 시험 조건으로 실외기 전, 후면 소음 및 실외기 캐비닛의 삽입 손실 측정 결과, 두께 증가에 의한 삽입 손실 증가에 의해서 실외기 소음은 Table 3과

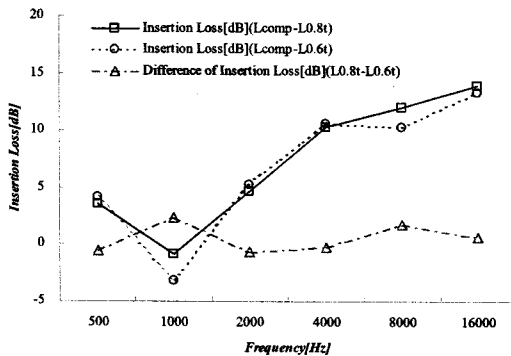
Table 3 Sound pressure level and noise reduction according to the different thickness of the partition

Items	Sound pressure level[dB]	
	Front side	Rear side
Compressor radiated noise	57.67	57.35
Compressor radiated noise with cabinet applying 0.8t partition	49.07	51.86
Insertion loss	8.6	5.49
Difference of noise between 0.6t and 0.8t partition	0.85	1.21

같이 전면에서 약 0.85 dB, 후면에서 약 1.21 dB 저감됨을 알 수 있었다. Fig. 7은 실험 결과, 파티션 두께 차이에 따른 1/1 옥타브(octave)에서의 삽입 손실 측정 결과를 보여주고 있다. Fig. 7에서 파티션의 두께를 0.6 mm에서 0.8 mm로 증가 시켰을 때 삽입 손실량이 주파수 밴드에 따라 증가하지만 주파수 밴드별로 보았을 때 그리 크게 차이 나지 않음을 알 수 있었다. 즉, 파티션 두께 증가량이 크지 않은 조건에서 두께 증가만으로 삽입 손실의 현저한 향상을 기대하기는 어려울 것으로 판단되었다. 여기서 Fig. 6의 계산 결과는 파티션 단품에 대한 음향 투과 손실량이지만, 실제로 Fig. 7의 실험 결과는 파티션을 포함한 캐비닛의 음향 삽입 손실량이므로 소음 감소의 절대값은 계산 결과와 큰 차이를 가지고 있다. 하지만 파티션 단품의 음향 투과 손실 계산을 통해서 파티션의 두께 변화가 전체 소음 저감에 큰 영향을 미치지 못함을 예측할 수 있었으며 이를 실험적으로 검증할 수 있었다.



(a) Sound pressure level for $t=0.6$ and $t=0.8$



(b) Insertion loss for $t=0.6$ and $t=0.8$

Fig. 7 Insertion loss of the single leaf partition for the thickness increasement at the rear-side (experiment)

3.3 틈새에 따른 삽입 손실 차이

일반적으로 벽의 안쪽에 틈새(aperture)가 존재할 경우 음향 손실은 떨어지게 된다. 실외기 파티션 조립 시 조립 공차 등으로 인해 이러한 틈새가 발생하게 되며 이 때문에 캐비닛의 차음 성능은 그만큼 떨어지게 된다.

Gomperts⁽⁷⁾는 틈새에 따른 차음 성능을 평가하기 위하여 틈새의 모양을 일자형(slit-shaped)과 원형(circular)의 형태로 분류하고 이에 대한 음향 투과 손실을 계산하였다. 이 절에서는 이들 중 식 (18)의 일자형 틈새에 대한 Gomperts 이론식을 적용하여 파티션의 틈새에 대한 음향 투과 손실을 계산하였다.

$$R_t = 10 \log \left(\frac{S_t}{S_s 10^{-R_s/10} + S_t 10^{-R_t/10}} \right)$$

$$R_t = 10 \log \left(\frac{LK \cos^2 Ke}{2n^2 \left[\frac{\sin^2 K(L+2e)}{\cos^2 Ke} + K^2(1 + \cos K(L+2e) \cos KL) \right]} \right)^{-1}$$

$$e = \frac{d}{\pi} \left(\ln \frac{8}{K} - 0.57722... \right), \quad K = kd$$

(18)

여기서 R_t 는 틈새를 고려한 총 음향 투과 손실, R_s 은 일자형 틈새에 의한 음향 투과 손실, R_s 는 질량 법칙에 의해서 계산된 음향 투과 손실(틈새가 없는

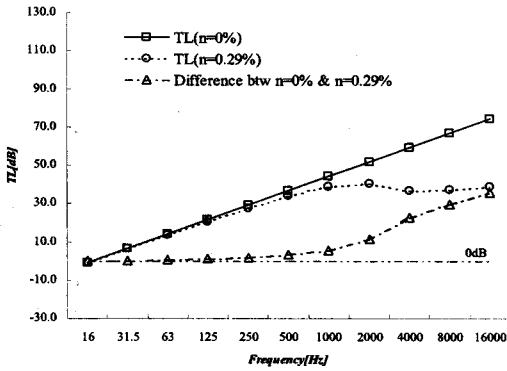


Fig. 8 Transmission loss of the single leaf partition according to the aperture between the partition and the base cabinet (mathematical calculation)

Table 4 Sound pressure level and the amount of the noise reduction according to the aperture of the partition

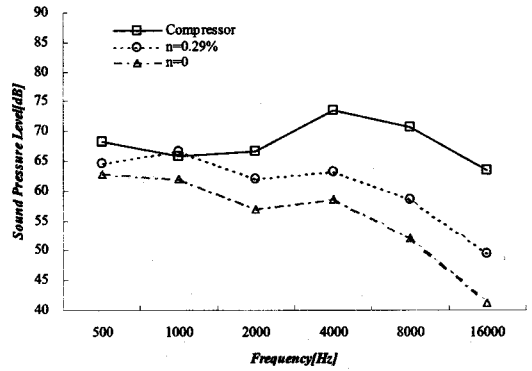
Items	Sound pressure level [dB]	
	Front side	Rear side
Compressor radiated noise	57.67	57.35
Compressor radiated noise with cabinet removing aperture ($n=0\%$)	46.72	49.20
Insertion loss	10.95	8.15
Difference of noise between $n=0\%$ and $n=0.29\%$ of the partition	2.35	2.66

조건), S_t , S_s , S_l 은 벽체의 총 면적, 틈새를 제외한 벽체의 면적 및 틈새 면적이며, d 는 틈새폭, l 은 확산 음장일 경우 8, 수직 입사 조건 일 경우 4이며, n 은 벽체에 틈새가 있을 때 1, 벽체와 천장의 접합부 모서리에 틈새가 있을 때 0.5이다.

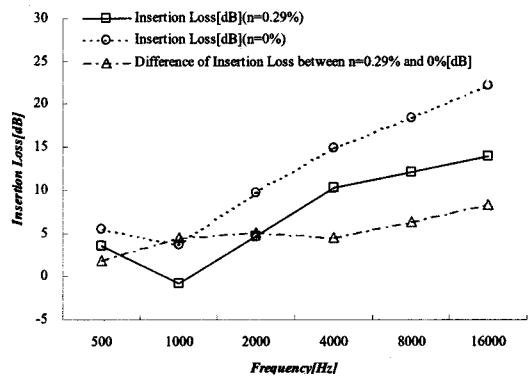
계산 결과 Fig. 8과 같이 파티션 바닥의 틈새비가 0.29% ($d=2\text{ mm}$)일 경우 음향 투과 손실이 500 Hz 이상에서 급격히 감소할 것으로 예측되었다.

이러한 틈새에 의한 음향 투과 손실 감소를 검증하기 위해서 Fig. 2의 시험 조건에 대해서 압축기실 파티션의 틈새에 대한 삽입 손실 평가를 수행하였다. Table 4와 Fig. 9는 두께 0.8 mm 파티션의 틈새비(n)가 0.29% ($d=2\text{ mm}$)일 때와 이를 모두 막았을 때($n=0\%$, $d=0\text{ mm}$)의 삽입 손실 시험 결과를 보여주고 있다.

실험 결과, 파티션 틈새 제거로 인한 음향 투과



(a) Sound pressure level for $n=0\%$ and $n=0.29\%$ at the rear side



(b) Insertion loss for $n=0\%$ and $n=0.29\%$

Fig. 9 Insertion loss of the single leaf partition according to the aperture at the rear-side (experiment)

손실 증가로 인해 Table 4와 같이 전면 소음이 2.35 dB, 후면 소음이 2.66 dB 작아짐을 알 수 있었으며 Fig. 9와 같이 실외기 후면에서의 주파수 분석을 통해서 고주파에서의 삽입 손실량이 틈새를 제거했을 때 크게 향상되었음을 알 수 있었다. 시험 결과로부터 Fig. 8의 계산 결과와 동일하게 틈새 제거로 인해 500 Hz 이상 영역에서 음향 투과 손실이 현저하게 증가함을 검증할 수 있었다. 여기서 계산 결과와 시험 결과의 차이는 전절에서 언급한바와 같이 계산 결과는 파티션 단품에 대한 특성이고 실험 결과는 파티션을 포함한 캐비닛의 특성이기 때문이다.

4. 결론

컴프레서 소음에 대한 에어컨 실외기 캐비닛의 차음 특성 측정을 위해서 실외기 캐비닛을 단순 인클

로저로 가정하여 음향 삽입 손실을 측정하였다. 또한 캐비닛의 차음 특성을 개선하기 위해서 실외기 압축기 실의 파티션의 두께, 틈새를 소음 저감의 주요 팩터로 선정하고 이에 대한 삽입 손실을 평가하였다. 에어컨 실외기 캐비닛의 투과 손실 및 삽입 손실은 무한한 균질 벽체에 대한 투과 손실 계산법을 이용하여 예측하였으며, 실험을 통해서 이를 검증하였다.

실험 결과 실외기 소음은 파티션 두께를 0.6 mm에서 0.8 mm로 증가시켰을 때 전면에서 0.85 dB, 후면에서 1.21 dB 감소함을 알 수 있었으나 파티션 두께를 0.2 mm 증가시킨 것만으로 음향 삽입 손실을 현저하게 향상시키기는 어려운 것으로 판단되었다. 하지만 파티션 두께 증가와 동시에 파티션 조립부의 틈새까지 제거 할 경우 고주파 영역에서 음향 삽입 손실량이 현저히 증가함을 알 수 있었으며 두께 0.8 mm 파티션에 대한 전체 소음 측정 결과 틈새를 제거했을 때 소음이 전면에서 2.35B, 후면에서 2.66 dB 추가로 감소함을 알 수 있었다.

이 논문의 결과로부터 실외기 캐비닛 파티션의 두께를 증가시킴과 동시에 틈새를 제거함으로써 실외기 소음을 전면에서 3.2 dB, 후면에서 3.78 dB 감소시킬 수 있었으며 파티션 두께와 틈새가 실외기 소음의 주 인자임을 검증할 수 있었다. 또한 실외기 캐비닛의 압축기 소음 저감에 대한 차음 평가 방법을 정립할 수 있었으며, 향후 실외기의 컴프레셔 방사 소음 저감을 위한 캐비닛 차음 설계에 도움이 될 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

- (1) Ospov, A., Mees, P. and Vermeir, G., 1997, "Low-frequency Airborne Sound Transmission Through Single Partitions in Building", Applied Acoustics, Vol. 52, No. 3-4, pp. 273~288.
- (2) Sakagami, K., Kiyama, M., Morimoto, M., 2002, "Acoustic Properties of Double-leaf Membranes with a Permeable Leaf on Sound Incidence Side", Applied Acoustics, Vol. 63, No. 8, pp. 911~926.
- (3) Chang, S. I., Choi, J. K., Son, J. H., Mo, J. Y., Ku, H. M., 2003, "Environmental Noise Assessment of Indoor and Outdoor Units of Air-conditioner", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 1, pp. 40~47.
- (4) Irwin, J. D. and Graf, E. R., 1979, "Industrial Noise and Vibration Control", Prentice-Hall, Inc.
- (5) Fahy, F., 1985, "Sound and Structural Vibration-radiation, Transmission and Response", Academic Press.
- (6) "Handbook of Noise and Vibration", 1995, KSNVE.
- (7) Gomperts, M. C., 1964, "The Sound Insulation of Circular and Slit shape Apertures", Acustica, Vol. 14, No. 1, pp. 1~16.