대한조선학회논문집
Journal of the Society of Naval Architects of Korea
Vol. 48, No. 1, pp. 49-55, February 2011
DOI : 10.3744 / SNAK.2011.48.1.49

유니트 캐빈 목업(mock-up)의 차음성능평가

김현실† · 김상렬 · 김봉기 · 김재승 · 이성현
한국기계연구원 음향.소음팀

Evaluation of Sound Insulation Performance of a Unit Cabin Mock-up

Hyun-Sil Kim† · Sang-Ryul Kim · Bong-Ki Kim · Jae-Seung Kim · Sung-Hyun Lee
Acoustics and Noise Research Team, Korea Institute of Machinery & Materials

Abstract

Sound insulation performance of a unit cabin mock-up is studied, where two identical rooms simulating cruise ship cabin are installed. STL (Sound Transmission Loss) measurement in the mock-up shows that STL of the partition between rooms is degraded by imperfect door ceiling and gap between wall and floor. It is also observed that gap around lighting and electrical outlet slightly affect the STL in high frequency ranges, since lighting and electrical outlet are supported by mineral wool in the back side due to fire-resistance requirement. Even after all possible gaps are sealed, STL of the partition is found to be lower than that measured in the laboratory by 9 dB. Measurement of SBN (Structure-Borne Noise) reveals that flanking transmission of SBN along the steel deck floor can severely deteriorate STL of the partition. Statistical energy analysis (SEA) of the mock-up confirms importance of the floor SBN control, in which increasing damping is essential to ensure high STL.

Keywords : Sound Transmission Loss(음향투과손실), Mock-up(목업), 측로전달(Flanking Transmission), 통계적 에너지해석법(SEA), 고체음(Structure-Borne Noise)

1. 서 론

크루즈선과 같은 호화여객선의 건조는 부가가치가 매우 크고 관련 산업에의 파급효과가 커서 조선산업의 중요한 미래분야로 손꼽히고 있으며 국내 조선소도 적극적인 진출을 도모하고 있다. 10만톤급 크루즈선에 설치되는 객실은 그 수가 1000개를 넘으며 유니트 캐빈(Unit Cabin)의 형태로 공장에서 미리 제작되어 선박에 설치되는 구조이다. 크루즈선의 상품성을 좌우하는 요소는 소음과 진동으로 객실과 객실간, 또는 객실과 복도간의 소음전파는 승객의 안락함을 저해하는 중요한 요소이다. 유니트 캐빈의 벽과 천정은 샌드위치 판넬로 제작되며 바닥과 주요 격벽이 강판으로 이루어진 선체 내에 설치된 후 내장재 마감을 한다.

선박 격실은 요구되는 소음차단성능을 만족하는 내장재를 사용하는데 내장재의 음향시험검사는 실험실(잔향실)에서 하며 ISO 140-3 (1995)에 따라 실시한다. 실험실 측정시 해당하는 소음투과경로 외의 다른 전파경로를 차단하기 위해서 벽이나 천장은 시편보다 훨씬 소음차단성능이 큰 재질로 구성한다. 그러나 실제 선박에서 판넬의 음향투과손실(STL: Sound Transmission Loss)을 측정하면 천정이나 도어, 측면 벽 등 예기치 못한 측로소음전파경로 (Flanking Sound Transmission Path) 때문에 실험실법 측정보다 낮은 값이 얻어진다. 현장에서의 측정값을 실험실법 측정값과 구분하여 FSTL (Field Sound Transmission Loss)로 표기하는데 Weissenburger (1994)는 FSTL과 STL과의 차이가 10 dB인 경우가 흔한 것으로 보고하였다. Kang, et al. (2001)은 여객선 선실 파티션의 FSTL에서 슬릿형 틈새에 의한 영향을 이론적으로 해석하여 측정값과 비교하였고 Joo, et al. (2008)은 목업의 STL에서 천장, 도어, 벽 등의 틈새에 의한 영향을 연구하였다.

Guyader, et al. (1986)은 통계적에너지해석법보다 더 확장된 개념인 EIC (Energy Influence Coefficient) 방법을 사용하여 두 개의 방이 연결된 구조에서 측로전달의 영향을 고려하였다. Lang (1993)은 여러 가지 종류의 외부 벽에 대해 측로전달경로의 영향을 실험적으로 연구하였다. Hongisto (2001)은 공진의 발생가능성을 줄이기 위해 대칭형상의 동일 격실의 연결은 피할 것을 권고하였다. ISO 15712 (2005)에서는 연결된 방에 대해 여러 가지 경우의 측로전달영향을 간단하게 고려하는 식을 제안하였는데 Galbrun (2008)은 ISO 15712의 방법은 SEA를 이용한 해석에서 1차 측로전달경로 (first-order flanking path)만 고려한 결과와 같으며 오차를 줄이기 위해서는 모든 경로를 고려할 것을 제안하였다.

본 논문은 현장 측정과 실험실에서 측정한 STL의 차이를 규명하기 위한 노력의 일환으로 크루즈용 유니트 캐빈 목업(Mock-up)에서 측정한 파티션 판넬의 FSTL 값과 실험실에서 측정한 STL 값의 차이의 주요 원인은 바닥판의 고체음 측로전달(flanking transmission path)임을 설명하는 내용을 기술하였다.

접수일 : 2010년 8월 17일 | 승인일 : 2010년 11월 5일 | † 교신저자 : hskim@kimm.re.kr, 042-868-7461

2. 유니트 캐빈의 차음성능 측정

Fig. 1에 유니트 캐빈 목업구조를 나타냈는데 한 방(캐빈)의 길이는 4.16 m, 폭은 2.76 m, 높이는 2.1 m이다. 목업은 철판 구조물 안에 설치하였는데 유리창쪽으로는 외부 철판으로부터 300 mm 떨어져 있으며 내부천장과 외부 철 구조물 천장사이에는 약 1 m의 공간이 있다.

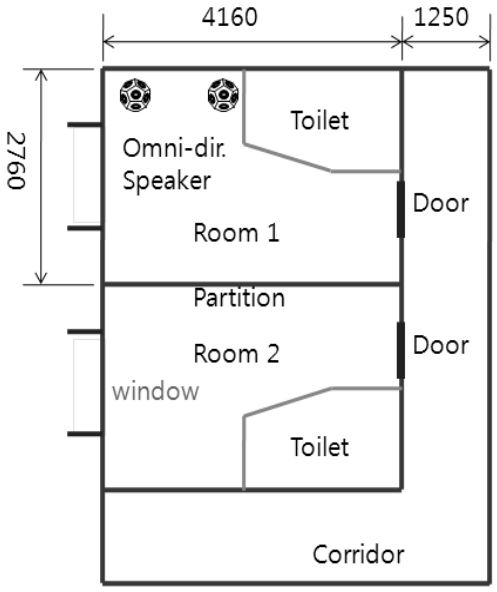

Fig. 1 유니트 캐빈 목업 (Mock-up)

실선에서는 천장 위 공간에 각종 전선과 HVAC 덕트가 설치된다. 룸 1과 2사이의 중간 판넬(Partition)은 Fig. 2처럼 두 개의 동일한 판넬이 중간에 공기층 40 mm를 두고 연결된 것으로 한쪽 판넬의 구성은 0.6 mm 강판(①) + 15 mm 암면(②, 밀도: 200 kg/m^3) + 15 mm공기층으로 되어있다. Fig. 2에서 ③과 ④는 연결용 부속품이다. 측면 벽체 판넬은 두께 50 mm의 판넬로 양쪽에 0.6 mm 강판이 있으며 내부는 20 mm 공기층을 포함한 암면(밀도 200 kg/m^3)이 충진되어있다. 목업의 천장은 두께 30 mm의 암면을 내장한 샌드위치 판넬로 되어있다.

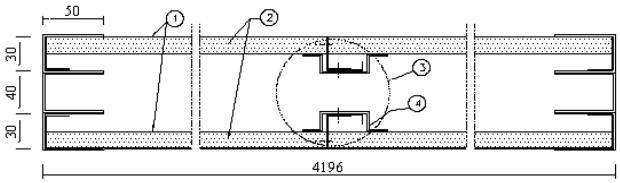

Fig. 2 Wall panel between cabins

Fig. 1과 같이 스피커를 룸 1에 설치하고 중간 판넬의 차음손실(Sound Transmission Loss)을 측정하였는데 그 결과를 실험실에서 측정한 차음손실과 Fig. 3에 비교하였다.

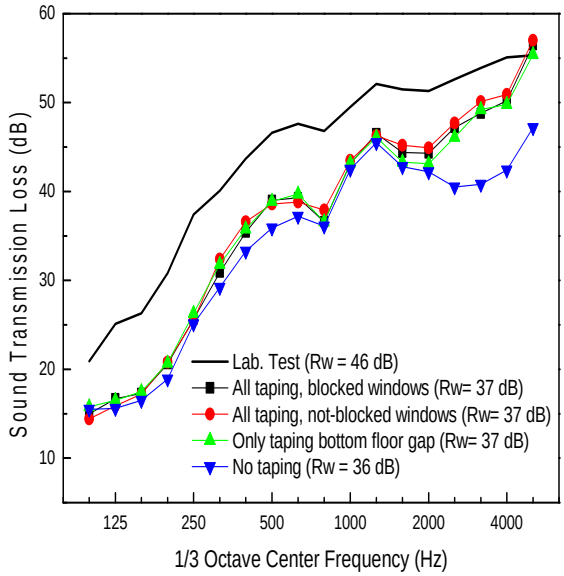

Fig. 3 Comparison of partition STL for laboratory and mock-up measurement

목업의 바닥판(deck plate)은 두께 6 mm의 강판으로 용접작업 등으로 인해 평탄하지 않으며 이 위에 유니트 캐빈이 설치되면 바닥과 벽체 판넬사이에 약간의 틈이 생기며 소음전파경로가 된다. Fig. 3에서 바닥과 벽체 판넬사이를 테이프로 밀봉하면 1250 Hz 이상의 고주파수에서는 STL이 현격히 상승함을 볼 수 있으나 차음성능을 나타내는 단일지수인 *Rw*는 주로 중.저주파수 대역에서 결정되므로 36 dB에서 37 dB로 1 dB 상승에 그친다. 바닥틈새를 제외한 천정이나 윈도우는 틈새를 밀봉하여도 거의 변화가 없으며 현장 측정결과(FSTL)는 37 dB로 실험실 측정결과(STL)인 46 dB보다 9 dB 작다.

FSTL이 STL보다 작은 이유는 실험실에서는 소음이 시험대상 판넬을 통해서만 주로 전파하지만 목업에서는 천정이나 바닥, 측면 벽 등 다양한 측로소음전파경로(Flanking Noise Transmission Path)가 존재하기 때문이다. 목업의 천장을 통한 소음전파의 영향을 보기위해 천장 위에 두께 15 mm의 암면(밀도: 200 kg/m^3)을 설치하였으며 또한 외부 철판과 목업 벽체사이의 300 mm 공간에도 암면을 충진하여 측면 벽체를 통한 소음전파를 줄이고자 하였다.

Fig. 4에는 암면 충진 전과 후의 파티션의 STL을 비교하였는데 2000 Hz 이상의 고주파수대역에서 약간의 향상을 보였으나 *Rw*는 37 dB로 변화가 없다. 천장이 측로전파경로의 주 원인이 되지못하는 이유는 음파가 룸 1과 2의 천장을 2번 통과하는 과정에서 충분히 감소한 것으로 보이기 때문이며 같은 논리로 측면 벽체 판넬도 큰 영향을 주지못하는 것으로 판단된다. 따라서 샌드위치 판넬로 구성된 천장이나 측면 벽체는 중요한 측로전달경로가 되지 못하며 Kim, et al. (2009)의 측정결과도 같은 결론을 보였다. Kim, et al. (2009)는 천장 판넬의 두께를 25 mm에서 50 mm로 증가시켰지만 두 룸 사이의 파티션 STL은 거의 변화가 없었다.

실제 크루즈선 캐빈에는 천정에 조명장치가 설치되며 벽에는 콘센트(electrical outlet)가 설치된다. 호텔이나 공동주택에서는 콘센트를 통한 소음 누설이 벽체 차음손실저하의 원인이 되기도 하는데 먼저 콘센트로 인한 누설의 영향을 보기위해 콘센트가 없는 경우와 설치된 경우 실험실에서 측정한 STL 값을 Fig. 5에 나타냈는데 콘센트 박스로 인한 STL의 차이는 무시할 정도임을 보여준다. 본 측정은 결과의 차이가 매우 작아 실험실에서 측정하였다.

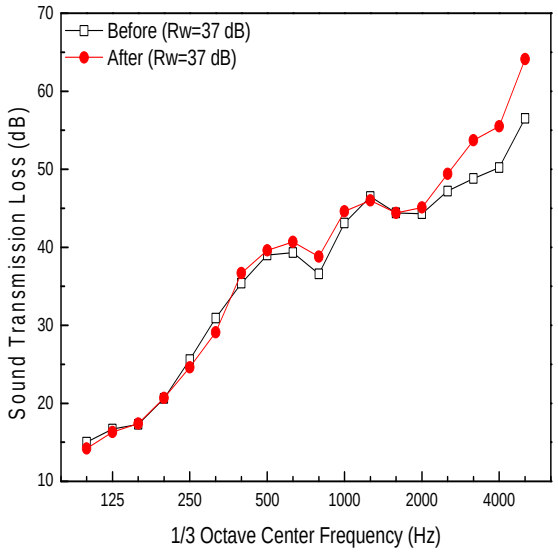

Fig. 4 Partition STL vs. mineral wool insertion (above the ceiling and into the side wall cavity)

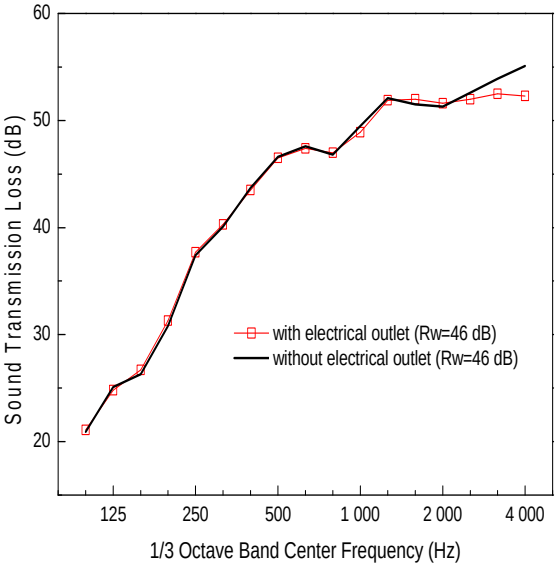

Fig. 5 Partition STL vs. presence of electrical outlet

Fig. 6에는 천장에 조명기구가 설치된 경우와 없는 경우 실험실에서 측정한 천장재의 차음손실을 비교하였는데 영향이 거의 없음을 알 수 있다. 선박용 전등 및 스위치 박스 뒷면에는 방화등급을 유지하기 위해 암면으로 만들어진 보호용 케이스를 설치하는데 이것이 틈새를 막는 역할을 한 것으로 보여진다.

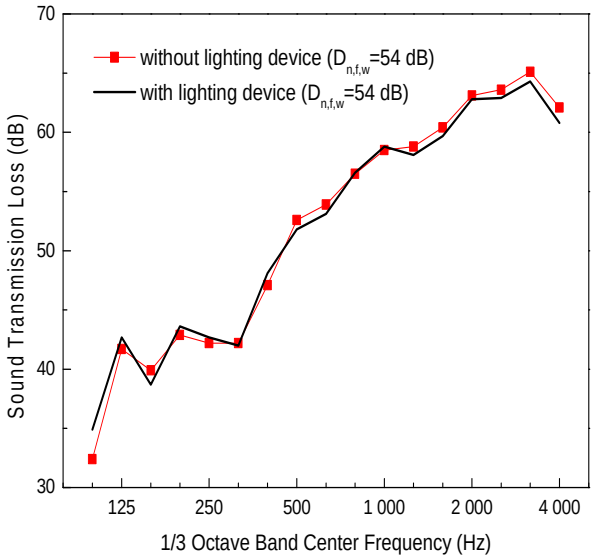

Fig. 6 Partition STL vs. presence of lighting device on the ceiling

3. 고체음에 의한 측로전달영향 측정

고체음에 의한 측로전파영향을 파악하기위해 본 논문에서는 Fig. 7과 같이 룸 내부와 복도의 표면을 바닥/천정/벽/도어/유리창으로 분할하였으며 각 표면에는 가속도계를 부착하여 측정한 후 평균을 취하였다.

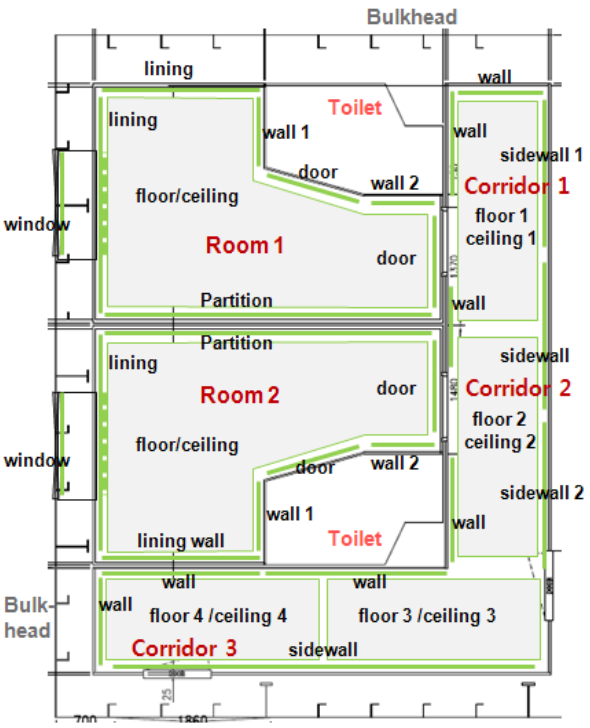

Fig. 7 Surfaces for acceleration measurement

가진원으로는 무지향성 스피커와 태핑머신을 사용하였는데 소음원을 룸 1, 2와 복도에 놓고 가진하여 고체음을 측정하였다. 캐빈 바닥에는 카펫이 설치되어 있는데 태핑머신 가진의 경우는 카펫 위를 가진하는 경우와 카펫을 벗겨내고 강판을 가진하는 두 가지 경우를 모두 측정하였다.

스피커가 룸 1에 있을 때 룸 1과 2 내부의 표면가속도 측정결과를 각각 Fig. 8과 9, Fig. 10과 11에 나타냈다. Fig. 8에서 가장 큰 레벨을 보이는 것은 1000 Hz 이상에서는 유리창이, 1000 Hz 이하에서는 중간과 유리창 쪽 판넬(partition)로 나타났다. 바닥은 표면에 깔린 카펫 때문에 상대적으로 가진이 덜 되는 것으로 보인다. Fig. 9에서 출입구 도어는 1600 Hz 에서 피크를 나타낸다.

Fig. 10의 룸 2에서 1000 Hz 이하에서는 스피커에 의해 직접 가진되는 파티션의 가속도가 가장 크다. 파티션은 중간에 70 mm 공기층이 있는 이중 판넬구조이며 룸 1에서 룸 2로 공기층을 통과해 전파하면서 Fig. 12에 보인대로 가속도는 감소하는데 고주파수대역으로 갈수록 감소량은 급격히 커진다. 룸 2에서 1000 Hz 이상에서는 바닥의 가속도가 가장 크다. Fig. 11에서 룸 2의 화장실 벽/도어와 천정의 가속도는 룸 1에 비해 레벨이 많이 감소하였으며 출입구 도어는 룸 1처럼 1600 Hz 에서 피크를 보이는데 이는 도어의 공진주파수로 보이며 구조개선이 필요한 것으로 판단된다. Fig. 12에는 스피커 가진시 동일한 부위에 대해 룸 1과 2의 가속도 차이를 보였다.

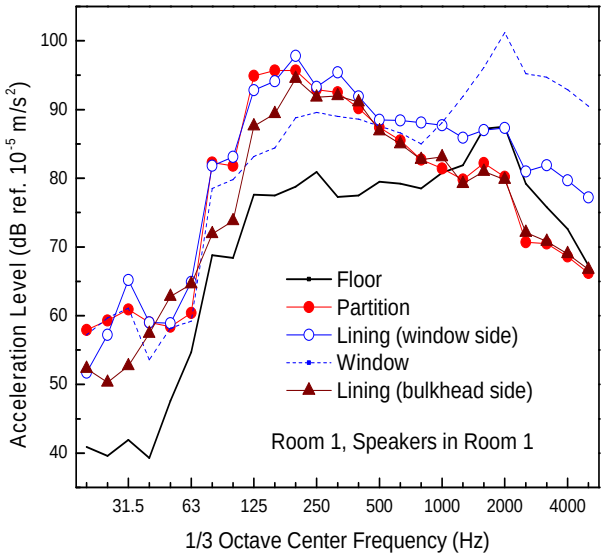

Fig. 8 Surface accelerations in room 1 (floor, partition, window, side wall)

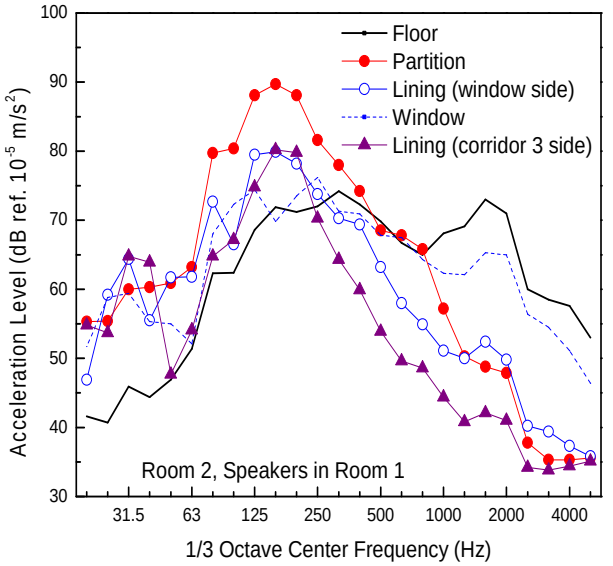

Fig. 10 Surface accelerations in room 2 (floor, partition, window, side wall)

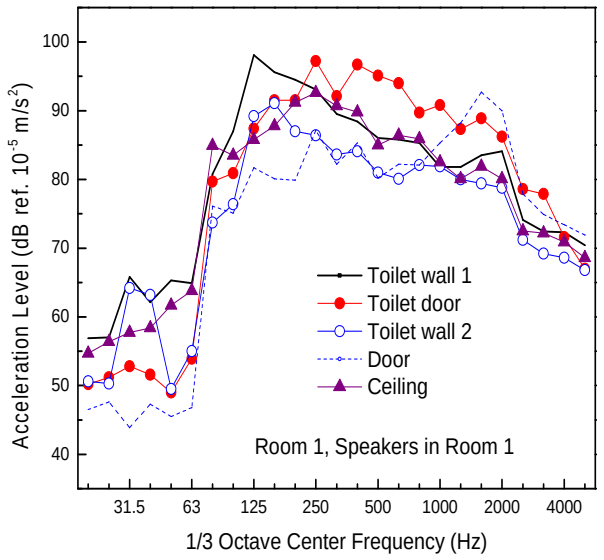

Fig. 9 Surface accelerations in room 1 (toilet wall, door, ceiling)

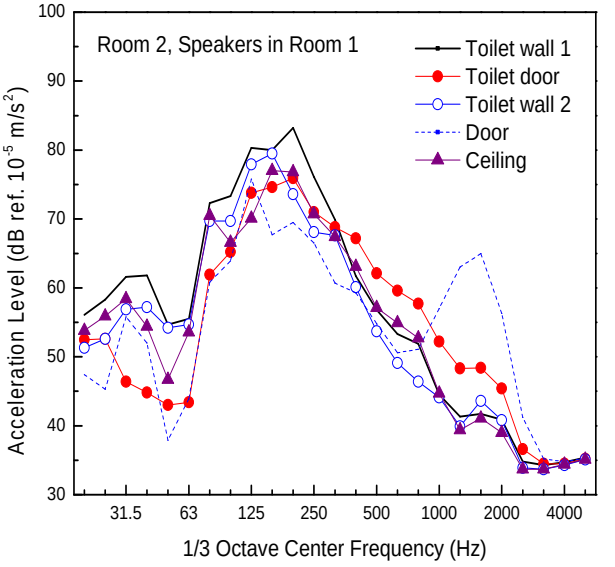

Fig. 11 Surface accelerations in room 2 (toilet wall, door, ceiling)

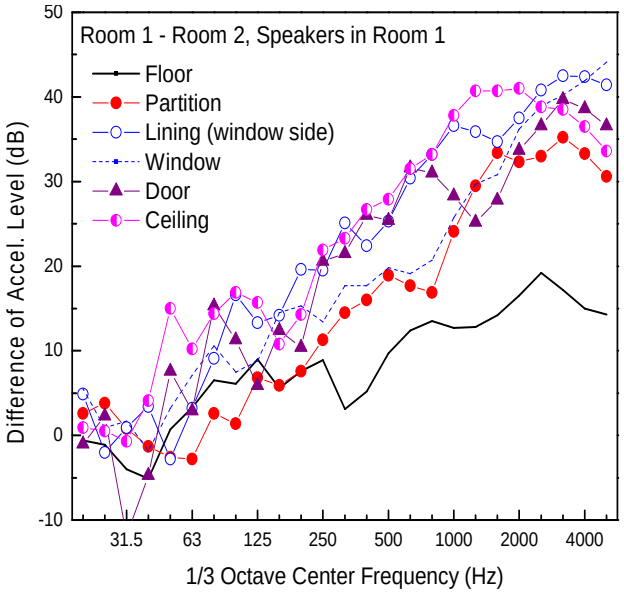

Fig. 12 Difference of acceleration between room 1 and 2 (Accel_room 1 − Accel_room 2)

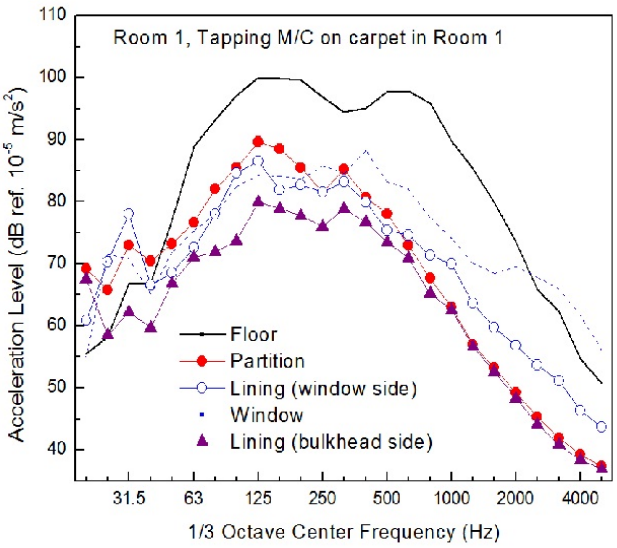

Fig. 13 Surface accelerations in room 1 excited by tapping machine

바닥가속도는 250 Hz 이상에서 전달손실이 가장 작은 성분이며 천정, 유리, 도어, 벽체 판넬은 주파수가 커질수록 급격히 감소함을 알 수 있다. 바닥이 가장 중요한 측로전파경로인 원인은 재질이 강판이어서 고체음 (Structure-borne noise)이 잘 전파되는 반면, 천정이나 도어, 벽체 판넬은 샌드위치 구조로 강판에 비해 댐핑이 커서 거리가 멀어 질수록 더 많이 감쇄되기 때문이다.

Fig. 8-12를 종합하여 보면 바닥의 가속도는 룸 1에서는 다른 부위에 비해 작지만 룸 2로 가면 1000 Hz 이상에서 가장 중요한 성분이다. 또한 룸 2에서 1000 Hz 이하에서는 스피커에 의해 직접 가진되는 파티션의 가속도가 가장 중요한 성분임을 보여준다. 유리창은 바닥 다음으로 고주파수에서 큰 가속도를 보이지만 바닥에 비해 면적이 1/8에 불과하므로 영향은 크지 않으며 천장은 기여도를 무시할 수 있는 정도이다. 대체로 1000 Hz 이하에서는 바닥, 유리창, 사이드 벽체 판넬과 도어 등 여러 부위가 대등하게 기여한다고 볼 수 있다.

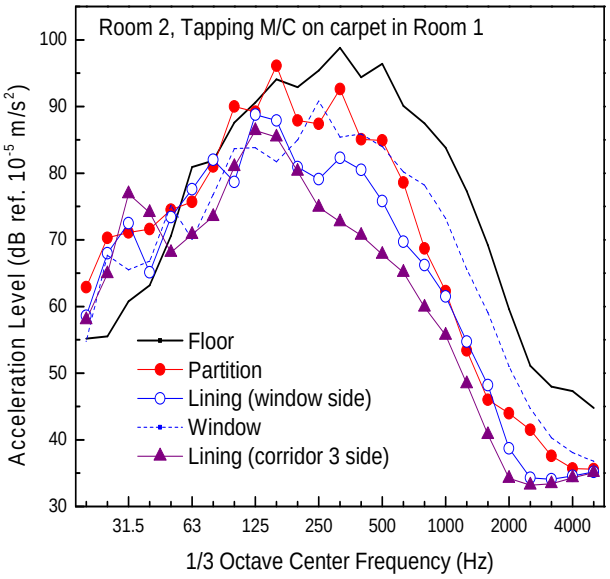

Fig. 14 Surface accelerations in room 2 excited by tapping machine

태핑머신으로 바닥을 가진할 때 룸 1과 2의 가속도 측정결과를 Fig. 13과 14에 보였는데 이때 태핑머신은 카펫 위를 가진하였다. 바닥이 직접 가진되므로 룸 1과 2의 가속도는 바닥 성분이 가장 크다. 그러나 Fig. 14의 룸 2에서 보면 파티션의 가속도가 200 Hz 이하에서는 바닥과 대등함을 알 수 있다.

4. 고체음 측로전달영향의 예측

바닥 판의 고체음 전달에 의한 영향을 해석하기 위해 Fig. 15처럼 목업을 2개의 공간요소(룸 1, 2)와 2개의 바닥판으로 단순화한 모델을 고려하였다. 룸 1과 2는 같은 형상으로 크기는 서로 동일하다.

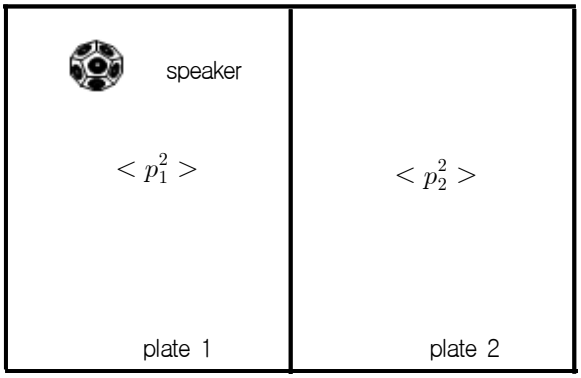

Fig. 15 SEA model

Fig. 8 ~ 13의 고체음 측정결과로부터 천장이나 측면 판넬, 유리창, 도어 가속도는 룸 1에서 2로 가면서 급격히 감소하여 룸 2의 음압에 미치는 영향은 없다고 가정하고 바닥판의 고체음 전파만 고려하였다. 500 Hz 이하에서는 물론 모든 표면의 고체음이 대등한 영향을 주지만 해석의 단순화를 위해 실내는 오로지 바닥판의 음의 방사로 인해 결정된다고 가정하였다.

스피커가 룸 1에 있으며 음향파워 *P*에 의해 바닥판만 가진되는 경우, 룸 1의 음압과 바닥판의 속도(또는 가속도)로 나타내는 에너지의 평형을 고려하면 SEA (Statistical Energy Analysis) 방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$(\eta_1+\eta_{12})E_1-\eta_{21}E_2=P_1/\omega \tag{1}$$

$$-\eta_{12}E_1+(\eta_2+\eta_{21})E_2=0 \tag{2}$$

여기서, E_1, E_2와 η_1, η_2는 룸 1과 바닥판 1의 에너지 및 감쇠계수(loss factor), η_{12}와 η_{21}은 요소 1과 2사이의 결합손실계수(coupling loss factor)이다(Ver & Beranek, 2006). 에너지는 각각 다음 식과 같이 룸 1의 음압 $<p_1^2>$과 바닥판 1의 속도 $<v_1^2>$으로 표현된다.

$$E_1=<p_1^2>\ V/\rho c^2 \tag{3}$$

$$E_2=<v_1^2>\rho_s A_p \tag{4}$$

여기서 V는 룸 1의 체적, ρ와 c는 공기의 밀도와 음속, ρ_s는 바닥판 1의 면밀도($\mathrm{kg/m^2}$), A_p는 바닥판의 면적이다. 음압 $<p_1^2>$과 속도 $<v_1^2>$은 고려하는 주파수 대역에서 시간과 공간에 대해 평균값을 갖는 레벨(mean-square level)을 나타낸다. 식 (2)를 정리하면 에너지의 비는 다음과 같이 주어진다.

$$E_2/E_1=\eta_{12}/(\eta_2+\eta_{21}) \tag{5}$$

결합손실계수와 모드밀도 n_1, n_2는 다음 관계가 있으며

$$\eta_{12}n_1=\eta_{21}\eta_2 \tag{6}$$

바닥판 1의 속도는 룸 1의 음압으로 다음과 같이 주어진다.

$$<v_1^2>=<p_1^2>\frac{V}{\rho c^2}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)\frac{1}{1+\eta_2/\eta_{21}} \tag{7}$$

바닥판 2의 속도레벨 $<v_2^2>$은 바닥판 1에서 거리에 따른 감쇠를 고려하여 다음과 같이 가정한다.

$$<v_2^2>=\epsilon<v_1^2> \tag{8}$$

감쇠계수 ϵ은 주파수의 함수이며 바닥판 형상이나 보강재에 의해 결정되는데 본 논문에서는 Fig. 12에 나타낸 바닥판 1과 2의 가속도레벨 $<a_1^2>$과 $<a_2^2>$의 차이 Δ를 이용하였다.

$$\epsilon=10^{-\Delta} \tag{9}$$

단, $\Delta=10\log(<a_1^2>/<a_2^2>)$.

바닥판 2의 고체음으로 인해 룸 2에 방사되는 음향파워는 음압을 형성하며 음압 $<p_2^2>$와 다음 관계식을 만족한다.

$$W=\rho c A_p\sigma_{rad}<v_2^2>=<p_2^2>R/4\rho c \tag{10}$$

여기서, σ_{rad}는 바닥판의 음향방사계수, R은 룸 2의 룸상수로 평균 흡음률에 실내면적을 곱한 값이다. 모드 밀도는 다음과 같다.

$$n_1(\omega)=\omega^2 V/2\pi^2c^3 \tag{11}$$

$$n_2(\omega)=\sqrt{3}\,A_p/2\pi c_L h \tag{12}$$

단, $c_L=\sqrt{E/\rho_p(1-\nu^2)}$, h는 바닥판의 두께, E와 ρ_p, ν는 각각 바닥판의 탄성계수, 밀도, 포와송 계수이다.

식 (3)-(12)를 정리하면 룸 1과 2의 음압은 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$<p_2^2>=<p_1^2>(A_0/R)\tau_F \tag{13}$$

여기서, A_0는 중간 판넬(partition)의 면적이며 계수 τ_F는 다음과 같다.

$$\tau_F=\frac{4\sqrt{3}\,\pi\rho c^3\epsilon\sigma_{rad}}{\omega^2\rho_p c_L h(1+\eta_2\omega\rho_p/\rho c\sigma_{rad})}\left(\frac{A_p}{A_0}\right) \tag{14}$$

식 (13)의 양변에 로그를 취해 정리하면 식 (15)와 같이 주어진다.

$$\begin{aligned}TL_F&=10\log(1/\tau_F)\\&=L_1-L_2+10\log(A_0/R)\end{aligned} \tag{15}$$

여기서, L_1, L_2는 룸 1과 2의 음압이며 TL_F는 측로전달에 의해 결정되는 파티션의 STL이다.

실험실에서 측정한 STL 값을 TL_{lab}이라고 표현하면 바닥판의 고체음 전파를 고려한 최종 STL 값은 다음과 같이 주어진다.

$$TL_{total}=-10\log(10^{-TL_{lab}/10}+10^{-TL_F/10}) \tag{16}$$

Fig. 16에 세가지 종류의 TL을 비교하였는데 실험실 측정값, 목업 측정값, 식 (16)의 바닥판 고체음 측로전파를 고려한 값이다. 식 (16)에서 바닥판의 감쇠계수(loss factor) η_2는 0.0005를 사용하였으며 음향방사계수 σ_{rad}는 Crocker and Price (1969)의 식

을 사용하였다. Fig. 16에서 바닥판의 고체음은 250 Hz 이하에서는 TL_{total}에 영향을 주지 못하며 250 Hz 이상에서 TL_{total}과 목업 측정값은 대체적으로 대등한 수준을 보인다. TL_{total}과 목업 STL이 정확하게 일치하지 못하는 원인으로 표면에 카펫이 깔린 바닥 판의 음향방사계수를 카펫이 없는 철판으로 가정한 점을 들 수 있다. Fig. 16은 실험실 측정값과 차이나는 중요한 요인이 바닥판 고체음임을 보여준다.

따라서 목업의 STL 값을 실험실수준으로 올리려면 바닥판의 댐핑을 증가시켜 고체음의 전파를 감소시키는 것이 중요하며 Fig. 16에는 바닥판의 감쇠계수를 0.01로 한 경우도 보였는데 거의 실험실 STL에 근접함을 알 수 있다.

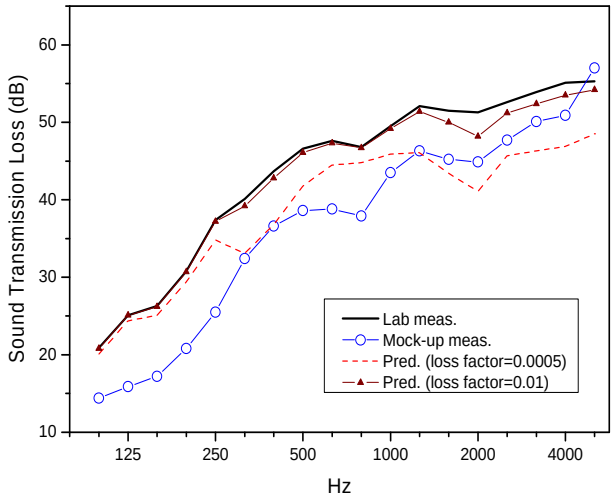

Fig. 16 Comparison of partition STL for lab. and mock-up measurements and predictions including floor SBN flanking transmission

5. 결 론

크루즈용 유니트 캐빈 목업(Mock-up) 파티션의 STL 값은 실험실 측정값에 비해 9 *dB* 낮으며 주요 원인은 두께 6 *mm*의 강판으로 이루어진 바닥판의 고체음 측로전파(flanking transmission)로 나타났다. 바닥판의 댐핑증가가 차이를 낮추기 위한 가장 효율적인 방법으로 댐핑을 0.0005에서 0.01로 증가시킬 경우, 고체음 전파의 영향은 거의 무시할 정도로 감소한다. 평탄하지 못한 바닥판과 파티션사이의 틈은 중요한 소음전파경로이며 특히 고주파수 대역의 STL 값을 떨어뜨리므로 완벽한 틈새밀봉은 매우 중요하다. 반면, 전기 콘센트나 천장의 조명기구 주변 틈새가 STL에 미치는 영향은 내부에 설치된 암면으로 만들어진 보호용 케이스 때문에 무시할 정도로 작음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 지경부 "차세대 고부가가치선박의 기반기술개발사업"의 지원을 받아 수행되었음을 밝힌다.

참 고 문 헌

Crocker, M.J. & Price, A.J., 1969. Sound Transmission using Statistical Energy Analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 9(3), pp.469–486.

Galbrun, L., 2008. The Prediction of Airborne Sound Transmission between Two Rooms using First-Order-Flanking Paths. Applied Acoustics, 69(12), pp.1332–1342.

Guyader, J.L. Boissson, C. Lesueur, C. & Millot, P., 1986. Sound Transmission by Coupled Structures: Application to Flanking Transmission in Buildings. *Journal of Sound and Vibration*, 106(2), pp.289–310.

Hongisto, V., 2001. A Case Study of Flanking Transmission through Double Structures. *Applied Acoustics*, 62(5), pp.589–599.

ISO 140–3, 1995. *Laboratory Measurement of Airborne Sound Insulation of Building Elements*. ISO.

ISO 15712–1, 2005. *Building Acoustics–Estimation of Acoustic Performance of Building from the Performance of Elements– Part I: Airborne Sound Insulation between Rooms*. ISO.

Joo, W.H. et al., 2008. Quantitative Evaluation of Airborne Sound Insulation in Ship's Accommodation Using Large Scale Noise Test Facilities. *Noise Control Engineering Journal*, 56(1), pp.45–51.

Kang, H.J. Kim, J.S. Kim, H.S. & Kim, R.S., 2001. Influence of Sound Leaks on in situ Sound Insulation Performance. *Noise Control Engineering Journal*, 49(3), pp.113–119.

Kim, H.S. et al., 2009. Comparison of Sound Transmission Loss of Panels used in Ship Cabins for Field and Laboratory Measurements. *The Journal of the Acoustical Society of Korea*, 28(1E), pp.9–15.

Lang, J., 1993. Measurement of Flanking Transmission in Outer Walls in Test Facilities. *Applied Acoustics*, 40(3), pp.239–254.

Ver, I.L. & Beranek, L.L., 2006. *Noise and Vibration Control Engineering*. John Wiley & Sons, Inc.

Weissenburger, J.T., 1994. The Significance of Laboratory vs. Field Sound Transmission Loss. *Sound and Vibration*, October Issue, pp.12–14.

김 현 실

김 상 렬

김 봉 기

김 재 승

이 성 현