

< 논 문 >

통계적 에너지 해석 모델을 이용한 건설 장비 차실 설계에 관한 연구

Design Sensitivity Studies for Statistical Energy Analysis Modeling of Construction Vehicle Cab

채 장 범*

Jangbom Chai

(1997년 12월 11일 접수 ; 1998년 7월 27일 심사완료)

Key Words : Statistical Energy Analysis(통계적 에너지 해석), Design Sensitivity Analysis(설계 민감도 해석)

ABSTRACT

In recent years there has been an increasing emphasis on shortening design cycles for bringing products to market. This requires the development of computer aided engineering tools which allow analysts to quickly evaluate the effect of design changes on noise, vibration, and harshness. Statistical Energy Analysis (SEA) modeling is a valuable tool for predicting noise and vibration as SEA models are inherently simpler and more robust than deterministic models. SEA modeling can be combined with design sensitivity analysis (DSA) to identify design changes which give the largest performance benefit. This paper describes SEA modeling of an equipment cab. SEA predictions are compared to test data, showing good agreement. The use of design sensitivity analysis in improving cab design is then demonstrated.

1. 서 론

통계적 에너지 해석 방법(Statistical Energy Analysis, SEA)은 60년대초 이론의 발달과 더불어 항공분야에 적용되기 시작하였고 선박과 건물에서의 구조 진동과 음향 문제로 적용 범위를 넓혀왔다⁽¹⁻⁴⁾. 70년대에는 SEA가 조선업계에서 선박 구조물의 진동/소음 해석에 일상적으로 사용되는 도구가 되었고, 80년과 90년대에는 그 사용 범위가 더욱 넓어져 자동차, 철도, 건설 장비 그리고 타이

어 등에서도 설계시 소음과 진동을 예측하기 위하여 사용되고 있다⁽⁵⁻⁷⁾. SEA는 응답 해석시 통계적 방법을 사용하는데 고 주파수대역에서의 해석에는 통계적 방법을 사용하는 것이 타당하다는 것이 B. Kompella와 R. J. Bernhard에 의해 제시되기도 하였다⁽⁸⁾. 또한 SEA는 보통 1/3 옥타브나 1/6 옥타브 밴드 등 주파수 밴드내의 평균 응답을 예측하는 것이기 때문에 초기 설계의 과정 중에 제공되기 어려운 상세 치수에 비교적 둔감하여 설계 초기부터 전반적인 성능을 예측하는 것이 가능하다. 그리고 설계가 진행됨에 따라 계속적으로 상세한 설계치와 실험 데이터를 보강시켜, SEA 모델을 더욱 정교하게 만들어 제품의 성능을 정확하게 예측하는데

* 정회원. 아주대학교 기계 및 산업공학부

사용한다. 이렇게 함으로써 제품을 생산할 때 먼저 시작품을 만들고 시작품의 진동과 소음 특성을 측정 한 후, 여러번의 시행 오차를 거쳐 제품의 설계 변수를 결정하는 기존의 일반적인 방법을 개선 시켜왔다.

그리고 SEA를 이용하여 최적의 설계 변수를 효과적으로 찾기위하여 설계 민감도 해석(Design Sensitivity Analysis, DSA)을 수행한다. DSA은 엔지니어가 설계시 제품의 성능을 향상시키는 데 중요한 역할을 하는 설계 변수가 무엇이며 설계 변수를 바꿔주었을 때 그로 인하여 얼마나 성능이 향상되는 지를 이해하는데 도움을 준다. DSA의 중요한 장점중의 하나는 대부분의 설계 변수의 영향이 해석적으로 구해지기 때문에 실험의 수를 대폭 줄일 수 있다는 것이다. 더욱이 DSA로 소음과 진동에 큰 영향을 주지 않은 구조 요소가 판별되면 이 요소를 구조물 형성에 영향을 미치지 않는 범위에서 재 설계하여 전체 제품의 무게를 낮추는 등의 경제적인 설계를 할 수도 있다.

본 논문에서는 먼저 통계적 에너지 해석 방법이 일반적으로 설명된다. 건설 장비 차실 설계를 위한 SEA모델의 개발 과정이 설명되고 개발된 모델을 이용하여 주된 관심사인 차실내에서의 소음을 예측한다. 모델에 의하여 예측된 결과를 실험으로 측정된 결과와 비교하여 모델의 타당성을 검증한다. 실내 소음을 효율적으로 줄이기 위하여 몇 가지 설계 변수에 대한 설계 민감도 해석을 수행하고 중요 설계 변수와 설계 변수의 변경 방향을 제시한다. 이로써 SEA/DSA가 건설 장비 차실 설계에서 중요치 않은 설계 변수의 영향을 살펴보기 위해 제작되는 시작품과 실험의 수를 줄여 제품 생산에 있어 시간적 그리고 경제적측면에서 도움이 된다는 것을 보이고자 한다.

2. 통계적 에너지 해석법

SEA가 처음 개발된 이래로 SEA는 많은 구조 모드가 관여하는 고주파 영역에서의 구조물의 진동과 음향 응답 해석에 유용하다고 알려져 왔다⁽³⁾. 모드 해석법이나 유한 요소 해석법이 고주파 영역에서 해석을 수행할 때 상당히 많은 수의 자유도를 필요로 하는 것과는 달리 SEA 모델은 구조물의 모드들을 유사한 모드들의 집합인 SEA 섭시시스템(subsystem)으로 그룹화하여 자유도 수를 대폭 줄여준다. 이로 인해 SEA는 모델을 개발하고 검증

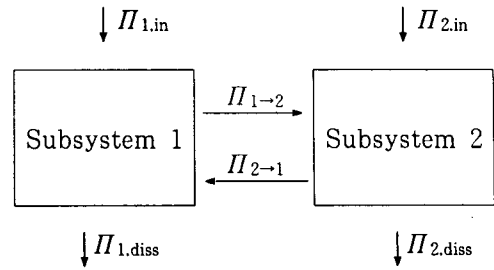


Fig. 1 Power transfer between coupled two SEA subsystems

하며 정교하게 만드는데 필요한 시간과 그리고 개발된 모델을 이용하여 연구를 수행할 때 소요되는 계산 시간 모두에서 상당한 이점이 있다.

SEA의 근본적 전제는 연결된 섭시시스템간의 에너지 흐름은 그 두 섭시시스템의 모달 에너지(modal energy) 차이에 비례한다는 것이다. 위의 전제를 이용하여 시스템의 동적 응답을 구하기 위한 SEA 파워어 관계식을 유도할 수 있다. Fig. 1에 두 개의 연결된 섭시시스템으로 구성된 시스템을 보여주고 있다. 각 섭시시스템은 외부로부터 에너지를 공급받고 또한 자기 외부로 내부 댐핑에 의한 에너지를 방출한다. 그리고 섭시시스템 상호간에 에너지를 주고받는다. 이 때 파워어 관계식은 외부의 가진이나 연결된 다른 섭시시스템으로부터 들어오는 입력 파워어와 고려되는 섭시시스템 자체의 감쇠와 연결된 다른 섭시시스템으로의 에너지 전달에 의한 출력 파워어를 일치시킴으로써 얻을 수 있다. 이를 식으로 표현하면 섭시시스템 1과 섭시시스템 2에 대하여 각기 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Pi_{2,in} &= \Pi_{2,diss} + (\Pi_{2 \rightarrow 1} - \Pi_{1 \rightarrow 2}) \\ &= \omega \eta_2 E_2 + (\omega \eta_{21} E_2 - \omega \eta_{12} E_1) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Pi_{2,in} &= \Pi_{2,diss} + (\Pi_{2 \rightarrow 1} - \Pi_{1 \rightarrow 2}) \\ &= \omega \eta_2 E_2 + (\omega \eta_{21} E_2 - \omega \eta_{12} E_1) \end{aligned} \quad (2)$$

여기서

- $\Pi_{i,in}$: 외부로부터 섭시시스템 i 로 입력되는 파워어
- $\Pi_{i,diss}$: 섭시시스템 i 에서 외부로 방출되는 파워어
- $\Pi_{i \rightarrow j}$: 섭시시스템 i 에서 섭시시스템 j 로 전달되는 파워어
- E_i : 섭시시스템 i 의 에너지
- η_i : 섭시시스템 i 의 내부 손실 계수

η_{ij} : 섭시시스템 i에서 섭시시스템 j로의 연결 손실 계수

위의 식으로부터 에너지와 모달 에너지가 구해지면 이로부터 거리, 속도 그리고 가속도와 같은 진동 응답 그리고 음압과 같은 음향 응답을 계산할 수 있다.

식 (1) 과 (2) 에서 보듯이 SEA 모델을 개발하는데 중요한 작업은 에너지의 흐름을 연관시켜주는 연결 손실 계수(coupling loss factor)와 손실 계수(loss factor)를 구하는 일이다. 손실 계수는 다른 유사한 구조물에 대하여 구해놓은 자료를 이용하거나 실험적으로 구할 수 있다. 연결 손실 계수도 실험을 통하여 구할 수 있다. 그러나 어떤 한 구조물에서 측정된 연결 손실 계수를 다른 구조물에 적용시키기 위하여는 두 구조물간에 상당한 유사성을 요구한다. 이는 연결 손실 계수는 연결된 두 구조물의 특성에 따라 상당히 많이 변하기 때문이다. 그러므로 처음에는 연결 손실 계수를 실험적으로 구할때까지 기다리지 않고 SEA 모델을 만들기 위하여 연결 손실 계수를 해석적으로 계산하여 사용하고 차후에 측정을 통하여 더 정확한 모델을 만들기 위하여 보완한다.

3. 차실의 SEA 모델링 및 검증

건설 장비 차실을 모델링하기 위해서는 각 부분을 유사한 특성을 갖고 있는 모드들의 집합인 섭시시스템으로 나누는 일부터 시작한다. Fig. 2에 건설 장비 차실의 형상과 섭시시스템들(plate, inplane, pipe, space)을 나타내었다. 섭시시스템의 예로 차실 천장의 평판 굽힘(plate bending) 모드의 집합(섭

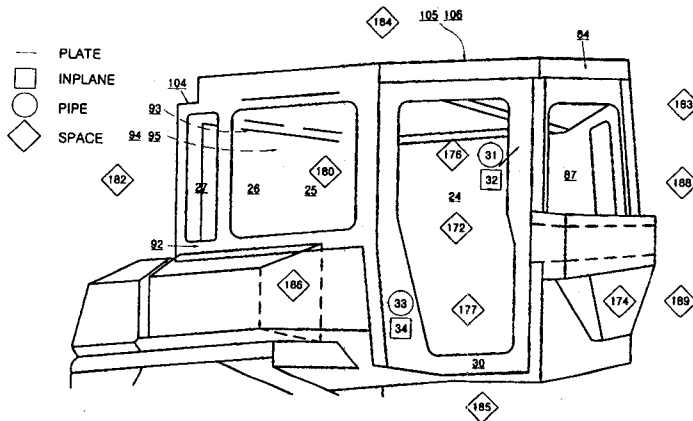


Fig. 2 Schematic drawing of a construction vehicle cab showing SEA subsystems

시스템 105)과 천장의 평면(inplane) 모드 집합(섭시시스템 106)은 다른 SEA 섭시시스템인데 이는 굽힘 모드와 평면 모드는 유사한 특성을 갖고 있지 않기 때문이다. 차실내의 음향 모드는 또 다른 에너지를 저장할 수 있는 SEA 섭시시스템이다. 구조물을 천장과 같은 구조 요소로 나누고 각 구조 요소를 굽힘이나 평면 모드와 같이 다시 섭시시스템으로 나누는 과정을 전 구조물을 모델화할 때까지 계속한다. 건설 장비 차실 구조는 모델의 정확성에 따라 다르지만 약 100~200 개의 섭시시스템으로 완전히 모델화할 수 있다. 본 연구에서는 차실 주위의 음향 공간을 Fig. 2에서와 같이 위, 아래, 옆, 공기 흡입구, 엔진 공간, 그리고 바닥 밑 공간 등으로 나누었다. 그리고 차실 공간은 운전자의 귀위치, 차실 바닥과 천장에 근접한 공간 등으로 세분하여 차실내의 에너지 분포를 평가하였다. 차실 창과 문 그리고 차실 앞과 뒷 부분은 골격 구조와 패널 구조를 구분하여 특성에 맞는 섭시시스템으로 모델 되었다. Fig. 3에 운전자 주위 부분의 섭시시스템을 표시하였다. 차실 바닥과 운전자 좌석 주위는 특성을 좀더 자세히 살피기 위하여 좀더 자세한 모델링을 수행하였다. 바닥 판과 이에 연결된 판 구조물이 각기 모델되었고 마운팅 부분이 모델되었다.

다음은 섭시시스템간의 파워 전달을 가능케 해주는 섭시시스템간의 연결을 정의하여 주는 일이다. 예를 들어 차실 천장의 굽힘 모드는 차실 공간의 음향 모드와 면으로 연결하였다. 이러한 연결로 차실

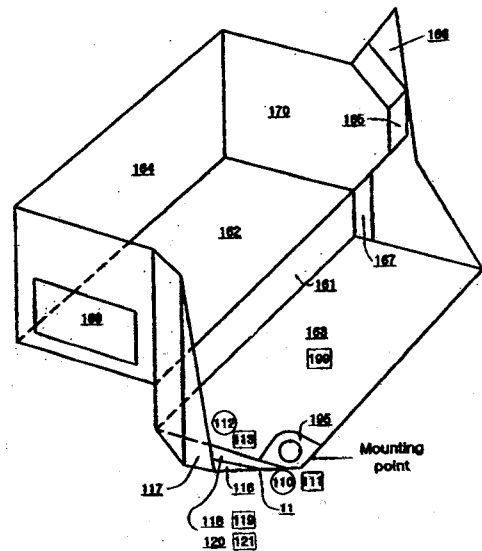


Fig. 3 Schematic drawing of platform assembly showing SEA subsystems

향 모드와 면으로 연결하였다. 이러한 연결로 차실 천장의 굽힘 모드에서 실내 공간 음향 모드로의 에너지가 전달되고 반대로 실내 공간 음향 모드로부터 차실 천장 굽힘 모드로 에너지가 전달되게 된다. 판과 판 구조물의 연결에 있어서는 그 연결 특성에 따라 판에서의 굽힘 에너지가 다른 판으로 전달되면서 평면 에너지로 바뀌거나 또는 다시 굽힘 에너지나 평판 에너지로 되돌아 오는 경우가 발생하므로 이 모든 상황을 고려하여 한 구조물 내의 굽힘 섭시시스템과 평판 섭시시스템이 다른 구조물의 굽힘 섭시시스템과 평면 섭시시스템에 서로 에너지를 전달해 줄 수 있도록 연결을 하였다. 이와같이하여 전체 차실의 연결에 있어서 구조물의 섭시시스템은 점과 선으로 연결되었고 구조물과 음향 섭시시스템은 면으로 특성에 따라 적절히 연결하였다.

위에서 언급한 바와같이 SEA 모델링은 몇 단계 과정을 거쳐 이루어지게 되는데 모델을 만들때 많은 경험을 필요로 하는 것이 보통이다. 구조물을 너무 작게 나누면 에너지 저장 탱크로 비유되는 섭시시스템의 기능이 약해져 그 결과 오차커진다. 그리고 구조물을 너무 크게 나누면 원하는 정확한 값을 얻을 수 없다. 그리고 만일 구조물의 경계를 잘못 나누면 섭시시스템이 원래의 구조적 특성을 나타내지 못하여 응답 예측은 실패하게 된다. 그러므로 개발된 모델의 정당성을 입증하기 위하여 먼저 실험을 통하여 예측값과 측정값을 비교하는 과정을 거친다.

개발된 모델을 검증하기 위하여 SEA 모델에 입력될 진동과 소음을 측정하였다. 측정은 건설 장비가 작동되는 상태에서 측정하였다. 모델에 입력된 소음과 진동 신호는 1/3 옥타브 밴드 스펙트럼으로 측정된 수치를 이용하였다. 에어컨 팬은 소음원으로 실험을 수행하는 동안 작동시키지 않음으로써 소음원의 수를 줄였다. 물론 에어컨 팬에 의한 소음도 추후에 고려할 수 있다. 실험을 통해 측정된 값은 측정 될 차실의 상태와 밀접한 관계가 있으므로 측정시 모든 개스킷, 문과 창문의 잠김 상태, 볼트의 조임 상태등을 점검 모델의 상태와 가능한한 같도록 만들어 주었다.

소음원을 구하고 차실내의 음향 응답을 정량화하기 위하여 Fig. 2에 음향공간으로 나타낸 곳에서, 즉 차실 주변과 운전자의 귀의 위치등에서 측정되었다. 진동 입력을 구하기 위해서는 모든 마운팅 점 그리고 유압선이 연결된 곳 등에서 가속도계를 이용하여 진동이 측정되었다. 차실 구조 SEA 모델

에 진동을 전달하는 마운팅 부의 모델도 포함시켜 이의 역할도 살피기 위하여 진동은 건설 장비 구동부 쪽, 다시 말해 마운트의 아래쪽에서 측정되었다. 네군데의 마운트 부분에서 측정된 가속도를 Fig. 4에 표시하였다. 위의 설명과 같이 측정된 외부의 소음 크기와 차실 구조가 올려져 있는 마운팅 부의 진동 신호를 입력으로하여 운전 상태때의 내부 소음을 예측하였다. 그리고 모델의 정확성을 검증하기 위하여 차실내에서 예측된 응답치와 직접 측정된 측정치를 비교하였다. Fig. 5에 예측치와 두 번

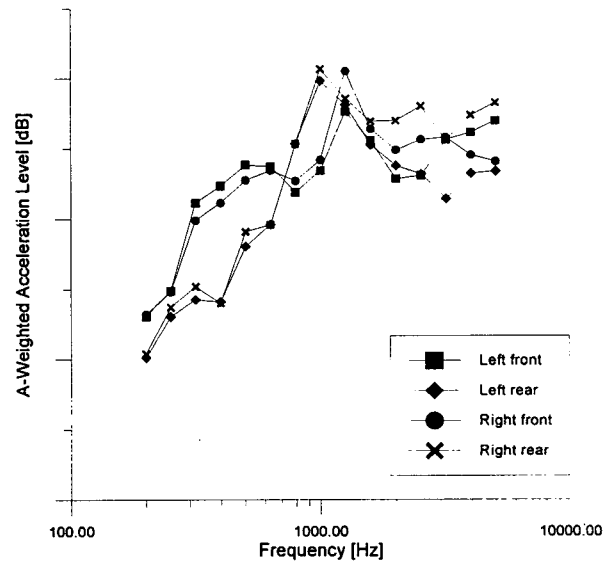


Fig. 4 Measured acceleration level at 4 mounting points

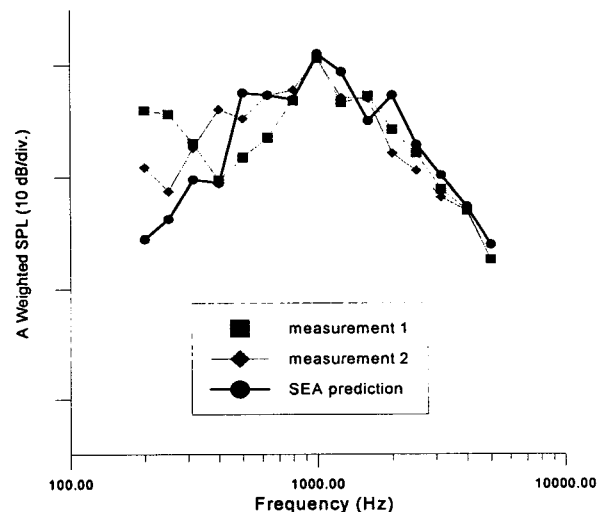


Fig. 5 Comparison between the measured and estimated interior noise

의 실험을 통하여 얻은 측정치(measurement 1 과 measurement 2)를 나타냈는데 모델로 예측된 응답이 대부분의 주파수 영역에서 측정치와 상당히 잘 일치함을 보여준다. 약 300 Hz 이하의 저주파 영역에는 두 번의 측정값 사이에서도 많은 차이를 보이고 있는데 실험치와 예측치와의 오차는 일부는 실험의 오차라 사료되며 이 주파수 구간은 본 연구에서의 주 관심 주파수 대역은 아니다.

4. 설계 민감도 해석 및 결과

위에서 언급된 바와 같이 SEA 모델을 개발하고 검증한 뒤에 설계 변수에 대한 민감도 해석을 수행하였다. 이 과정을 수행하기 위하여 SEAM-DSA™ 프로그램을 사용하였다. 설계 민감도는 SEA 모델의 응답이 일반적으로 설계 변수에 대하여 비선형이므로 특정 변수의 변화에 대하여 다음 식을 이용하여 구하였다.

$$S_{ij} = \frac{R'_j - R_j}{X'_i - X_i} \quad (3)$$

여기서 S_{ij} 는 설계 변수 X_i 에 대한 응답 변수 R_j 의 민감도이다. R'_j 은 설계 변수 X_i 를 X'_i 으로 변경하였을 때의 응답이다.

SEA 모델을 이용한 설계 민감도 해석을 수행하기 위하여는 먼저 어떤 응답 변수를 향상시킬 것인가 하는 목표 변수를 정해야 한다. 그리고 그 목표 변수를 향상시킬 가능성이 있는 설계 변수를 검토한다. 본 연구에서는 실내 소음을 목표 변수로 하여 실내 소음을 줄이는 설계 변수를 찾는 데 주력하

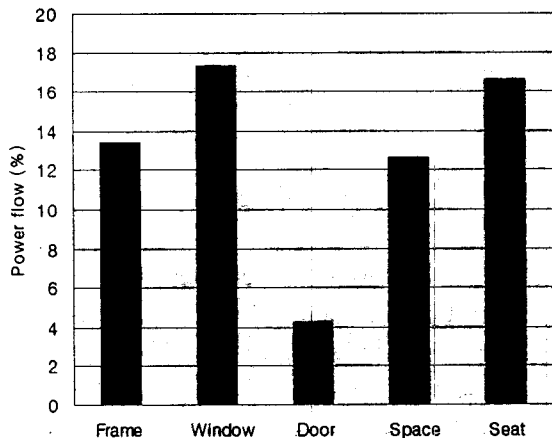


Fig. 6 Power flow to interior in 1000 Hz band

였다. Fig. 6에 나타난 1000 Hz 영역에서의 파워어 흐름 해석을 살펴보면 창문, 좌석, 구조물의 골격, 공간 통로 그리고 문 순으로 소음의 에너지가 실내로 전달되고 있음을 보여준다. 창문을 통한 실내 소음의 영향은 외부의 소음원으로부터 유입되거나 엔진으로부터의 진동 전달에 의한 것이라고 볼 수 있다. 두 번째로 실내 소음에 많은 영향을 주는 좌석 주변의 영향은 차실 바닥과 좌석 그리고 마운팅 부를 포함한다. 여기에는 진동원과 가까워서 다른 부분으로 진동이 전달될 때 길목 역할을 하고 또한 여러 부품으로 구성이 되어 있어 설계 변경이 용이한 부분이라 하겠다. 즉 창문이나 문 그리고 골격에서 진동으로 인한 실내 소음의 증가는 여기에 연결되어 있는 좌석 부분의 진동을 낮춤으로써 가능하다. 그러므로 본 연구에서는 먼저 진동 전달 경로인 좌석부의 마운팅 부분을 설계 변수로 삼았다. 차실의 마운팅은 스프링을 통하여 연결되어 있다. 마운팅 스프링 상수는 실제 변경이 용이하기 때문에 좋은 설계 변수이다. Fig. 7은 차실 구조 마운팅의 스프링 상수를 낮출 경우에 대한 민감도를 보여준다. 4 곳의 마운팅 스프링 상수가 동시에 반으로 낮춰진 상태에서 실내 소음과 차실 바닥 진동의 예상되는 실내 소음의 변화가 주어졌다. 스프링 상수를 낮춤으로써 800 Hz ~ 2000 Hz 구간의 실내 소음이 줄어든 것을 알 수 있다. 2000 Hz 이상의 고주파 영역에서는 연결부의 응답이 연결부를 구성하는 섭시시스템의 강도에 더욱 영향을 받기 때문에

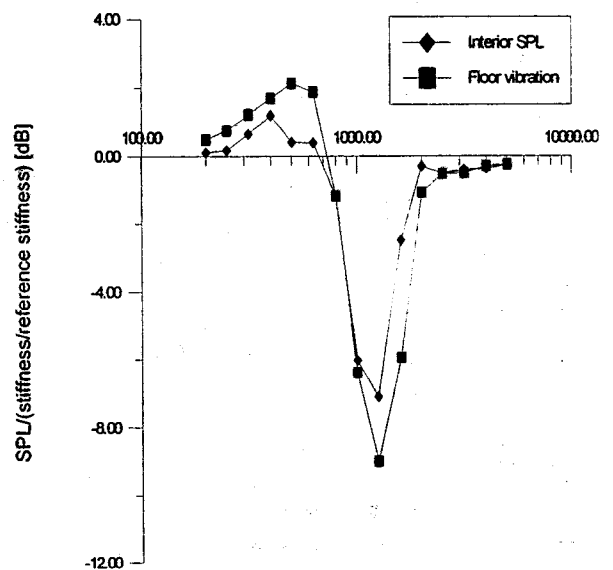


Fig. 7 Sensitivity to reduction of cab mount stiffness

마운팅 스프링 상수의 영향은 줄어들게 된다.

두 번째로는 차실의 바닥을 구성하는 제일 큰 철판을 설계 변수로 삼았다. 이는 마운팅 변경을 통한 좌석 주변을 통한 진동의 차단도 중요하지만 Fig. 6에서 보여줬듯이 자체의 진동으로 인한 실내 소음의 증가도 상당하기 때문이다. 자체 진동의 폭을 낮춰 소음의 발산을 억제하기 위하여 바닥 판의 두께를 증가시켜 보았다. Fig. 8에는 판 두께 변화에 대한 여러 변수들의 민감도를 판의 두께를 두배로 하였을 때의 차실 내 소음(interior SPL), 제일 큰 바닥 판의 진동(floor vibration) 그리고 주변 판의 진동(그림에서는 오른쪽 판의 진동만 보임, right floor vibration)의 변화를 나타내었다. 두께를 두겹게 하여 늘어난 부가 질량으로 인하여 기대한 대로 바닥 판의 진동은 상당히 감소하였다. 민감도가 3 dB 정도 되는데 이는 판의 두께를 2배로 하면 판의 진동을 약 반으로 줄일 수 있다는 것을 의미한다. 그러나 실내 음압은 바닥 판의 두께 증가에 그리 민감하지 않다. 오히려 여러 주파수 영역에서 실내 음압은 바닥 판의 두께를 증가시킴에 따라 증가한다. 즉, 두께를 높여 질량을 증대시키면 실내 소음을 낮추지도 못하면서 제품의 무게만을 증가시키는 역할을 하여 결과적으로 제품의 성능을 악화시키게 된다. 이러한 현상의 발생은 Fig. 8에서 주 바닥 판 오른쪽 판의 진동을 살펴보면 알 수 있다. 오른쪽 판의 진동이 주 바닥 판의 두께가 증가할수록 커짐을 알 수 있는데 이는 바닥 판의 임피던스가 커짐에 따라 더 많은 에너지를 반사시키고

이에 따라 파우어는 주변의 다른 판으로 흘러들어가기 때문이다. 이렇게 되면 주 바닥 판의 진동은 감소하여 주 바닥 판의 진동으로 인한 소음의 발생은 줄더라도 주변 판의 진동이 증가되어 고주파 영역에서는 더 나빠진다고 설명되어 질 수 있을 것이다.

5. 결 론

본 논문에서는 통계적 에너지 방법을 이용하여 건설 장비 차실 소음을 효율적으로 줄이는 방법에 대하여 논하였다. 먼저 건설 장비 차실을 구성하는 부품이 응답 특성에 따라 SEA 섭시시스템으로 구분되었고 각 섭시시스템은 에너지 전달 특성을 고려하여 연결함으로써 전 차실이 모델링되었다. 모델이 완성된 후 모델을 검증하기 위하여 모델에 입력될 차실 주위와 마운팅 부의 진동원과 소음원이 측정되었다. 그리고 측정된 소음원과 진동원을 입력으로 예측한 실내 소음과 직접 측정한 실내 소음을 비교하여 예측과 실측이 잘 맞음을 확인하였다. 이렇게 검증된 모델을 이용하여 실내 소음에 많은 영향을 주는 부분의 설계 변수를 선택했다. 선택된 설계 변수가 차실 소음에 미치는 영향을 파악하기 위하여 민감도 해석이 수행되었다. 민감도 해석 결과 마운팅 부의 스프링 상수의 감소는 800 Hz ~ 2000 Hz 구간에서 실내 소음 감소에 좋은 결과를 주었다. 그러나 다른 설계 변수인 차실 바닥 판의 두께를 증가시킬 경우에는 예상과는 달리 실내 소음 저감에 별 효과가 없을 뿐 아니라 전체의 무게를 증가시켜 설계 변수 변화 방향이 바람직하지 않은 것으로 나타났다. 따라서 제품의 SEA 모델링과 민감도 해석이 유용한 설계 변수와 그렇지 못한 설계 변수를 구분시켜주어 시작품의 제작과 실험의 수를 줄여줌으로서 경제적 그리고 시간적으로 유리하게 제품을 설계하는데 도움을 준다는 것을 보여주었다.

참 고 문 헌

- (1) R. H. Lyon, E. Eichler, 1964, "Random Vibration of Connected Structures", JASA Vol. 36, No. 7, pp. 1344~1354.
- (2) R. H. Lyon, T.D. Scharton, 1965, "Vibrational-Energy Transmission in a Three-Element Structure", JASA Vol. 38, No. 2, pp. 253~261.

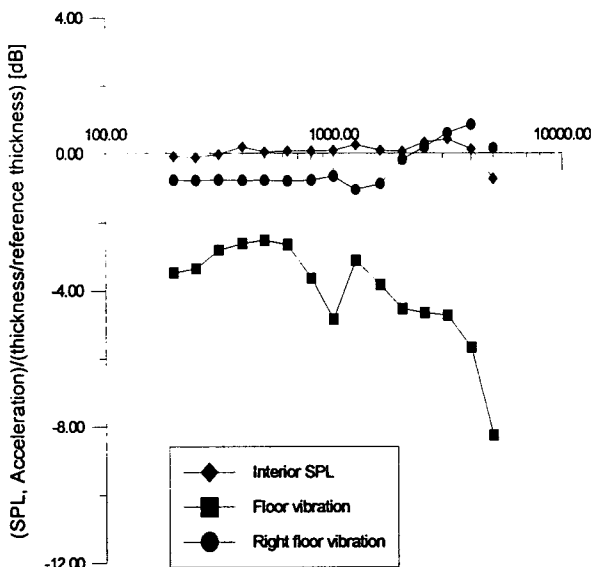


Fig. 8 Sensitivity to cab floor thickness

- (3) Theory and Application of Statistical Energy Analysis, R. Lyon and R. DeJong, 2nd edition, Butterworth-Heinemann, Boston, 1995.
- (4) R. J. M. Craik, 1982, "The Prediction of Sound Transmission through Buildings Using Statistical Energy Analysis", Journal of Sound and Vibration, Vol. 82, No. 4, pp. 505~516.
- (5) J.E. Manning and K. Weissman, 1996, "The Use of Statistical Energy Analysis Modeling in the Design of Quiet Earthmoving and Construction Vehicles", the SAE 44th Annual Earthmoving Industry Conference, Peoria, Illinois.
- (6) R. G. DeJong, 1985, "A Study of Vehicle Interior Noise Using Statistical Energy Analysis", SAE paper No. 850960.
- (7) J. Lee and E. Archie, 1996, "Structure-Borne Tire Noise Statistical Energy Analysis Model", Tire Society 15th Annual Meeting and Conference.
- (8) B. Kompella and R. J. Bernhard, 1995, "Measurement of the Statistical Variation of Structural-Acoustic Characteristics of Automotive Vehicles," SAE paper No. 951302.
- (9) SEAM Manual, Cambridge Collaborative, Inc.