

구조물 연결부의 질량부과 효과 : SEA 실험 및 해석 결과 비교

Added Mass Effect on Structural Junction: Comparison of SEA Experimental Results with Analysis

김관주* · 김정태* · 윤태중** · 박봉현***

Kwanju Kim*, Jungtae Kim*, Taejung Yoon**, Bonghyun Park***

Key Words : Statistical Energy Analysis(통계적 에너지 해석법), Subsystem(세부시스템), Modal Density(모드 밀도), Coupling Loss Factor(연성손실계수)

ABSTRACT

Statistical energy method is widely used for the prediction of vibrational and acoustical behavior of complex structures, such as ship building and automobile in mid-, high frequency ranges. However, in order to convince this SEA result, it is important to verify estimated SEA parameters, e. g. modal density, energy in each subsystem, damping loss factor, coupling loss factor, with possible other method. For modal density parameter, the experimental estimations via Experimental Modal Analysis are checked with those from finite element method for both beam-plate and plate-plate cases. Loss factors are calculated by Lyon's simple method for the two subsystem. Finally, modal experiments are carried out by varying the mass added on the junction of two subsystem for the purpose of investigating the influence on the coupling loss factor's behavior.

1. 서론

통계적 에너지해석법(SEA)은 중, 고주파대역에서 차량, 선박과 같이 복잡한 구조물의 동특성을 예측하는 데 유용한 접근방법이다. 통계적 에너지해석법은 복잡한 형상을 가진 구조물을 해석적인 방법과 실험적인 방법을 통하여 분석하는 기법으로서, 음향 또는 구조진동 모두를 독립적인 동특성 변수인 에너지로 표현한다. 기본적으로 이 기법은 파워의 균형방정식에 기초하고 있으며, 몇 개의 물리적 변수로부터 결과를 예측할 수 있고 행렬식 계산을 통해, 구조물 임의위치에서의 진동에너지 전달특성에 대한 예측이 가능하다. 그러나 SEA기법은 사용할 수 있는 대상범위가 제한되어 있기 때문에, SEA가 가정하는 물리적 여건을 충분히 검토한 후, 적용하여야 올바른 해석결과를 얻을 수 있으며 SEA의 물리적 변수인 연성의 정도, 모드밀도, 형상의 변형과 동특성 등에 대한 측면과 민감도

등도 함께 고려되어야 한다.

SEA를 공학목적에 적합하게 활용하기 위해서는 구조물의 진동특성을 나타내 주는 물리적인 변수 량에 대한 올바른 평가가 필요하다. 특히, 근래에 들어 많이 사용되고 있는 SEA 소프트웨어는 일방적인 라이브러리 방식을 사용하고 있기 때문에, 사용자는 마치, 블랙박스만을 사용하는 느낌을 가지고, 해석과정의 흐름을 놓치는 문제가 발생된다. 따라서, 실제 응용을 제대로 하기 위해서는 부분구조물 간의 연성특성에 대해 해석, 수치 모사, 비선형 거동의 고려, 실험적 확인 등을 포괄함으로써 해석적 모델의 타당성을 검증하고 모델에 따른 적용의 제한성을 이해하여야 한다.

본 연구에서는 평판과 보, 평판과 평판 등 단순하면서도, 일반 구조물에서 많이 적용되고 있는 연결 구조물을 대상으로 진동 실험에 의한 모드 밀도, 진동 에너지, 내부 손실 계수, 연성 손실 계수 등을 단계적으로 가능한 검증을 하면서 계산하였다. 또한 연결부위의 부가 질량의 크기의 증가에 의한 연성손실 계수의 영향에 대해서도 고찰을 수행하였다.

* 홍익대학교 기계·시스템디자인공학과 교수

** 홍익대학교 기계공학과 대학원

*** VP-KOREA

2. 적용된 통계적 에너지 해석법 이론

통계적 에너지 해석법의 기본 원리는 전체 시스템을 세부시스템(subsystem)의 결합으로 간주하고 정상상태(steady state)에서 각 세부 시스템에 유입 및 유출되는 파워가 세부시스템의 내부 에너지 증가라는 에너지 평형(energy balance)과, 세부시스템의 에너지는 임의의 주파수 밴드 대역(bandwidth) 내에서 시간 및 공간적으로 평균화된 에너지라는 개념이다. 통계적 에너지 해석법의 중요한 변수로는 구조물을 이루고 있는 세부시스템들의 내부손실계수(internal loss factor)와 각 세부시스템들의 연결에 의한 연성손실계수(coupling loss factor) 그리고 세부시스템들의 동적 특성을 표현하는 모드 밀도(modal density) 등이 있다.

2.1 모드 밀도

모드 밀도는 단위 주파수당 모드의 개수를 의미하며 그 역수는 모드간 평균 주파수 간격을 의미한다.

(1) 보의 모드 밀도

균일한 재료의 보의 경우 굽힘 방향의 진동에 대한 평균주파수 간격은 아래와 같다.[1]

$$\bar{\delta f}_b = \frac{c_b}{L} = \frac{\sqrt{\omega k c_l}}{L} = 3 \frac{\sqrt{f(\text{Hz}) \times h(\text{mm})}}{L(\text{m})} \quad (1)$$

(2) 평판의 모드 밀도

단순 지지된 균일한 재료의 평판의 굽힘 방향의 평균주파수 간격은 다음 식으로 계산된다.[1]

$$\bar{\delta f} = \frac{2kc_l}{A_p} = \frac{hc_l}{\sqrt{3}A_p} \quad (2)$$

여기서 A_p 는 평판의 면적, C_l 은 종파의 전파속도를, k 는 radius of gyration을, h 는 두께를 나타낸다.

2.2 내부 손실 계수

내부손실계수는 이론적인 접근보다 실험적 측정 방법이 훨씬 수월하다. 본 논문에서는 파워 반감 대역법(half-power bandwidth method)을 적용하였으며, 이 방법에 의해서 구한 내부손실 계수 η 는

다음 식 (3)으로 표현된다.

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_n} \quad (3)$$

여기서 Δf 는 파워가 3dB 감소되는 대역을, f_n 은 공진주파수를 나타낸다. 정확한 내부손실 계수 값을 예측하기 위해서는 가능한 정밀한 주파수 해상도(frequency resolution)를 필요로 한다. 임의의 주파수 대역의 산술 평균된 내부손실계수는 다음으로 계산할 수 있다.

$$\eta = \frac{1}{N} \sum_{n \in B} \eta_n \quad (4)$$

여기서 N 은 임의의 주파수대역 B 안에 있는 공진 모드의 개수이다.

2.3 연성 손실 계수

연성손실계수는 연결된 세부 구조물간의 에너지 흐름을 파악하는데 중요한 요소이다. 연성손실계수는 값이 클수록 많은 양의 파워가 다른 세부시스템으로 흐르게 된다. 음향에서의 투과손실과는 상치되는 개념이다. 정확한 연성손실계수 측정에는 상당한 정밀도 및 경험이 요구된다. 연성손실계수를 용이하게 설명하기 위해서 가장 간단한 경우인 두 개의 세부 시스템으로 구성된 구조물을 가정한다. 세부시스템 1에만 외부의 파워가 주어지는 경우 세부시스템 2에서의 파워방정식은 식 (5)로 표현할 수 있다.

$$\text{Net power in} = \text{power dissipation} \quad (5)$$

위 식을 통계적 에너지 해석법에 적용하여 보면, 식 (6)으로 표현된다. 즉, 세부시스템 1로부터 세부시스템 2로 모드당 에너지 차이와 연성손실계수의 곱에 의한 파워가 세부시스템 2에서 소산되는 파워와 같다는 것이다.

$$(\theta_1 - \theta_2)(\omega \eta_{\text{coup}}) = \theta_2 \cdot (\omega \eta_{\text{in}}) \quad (6)$$

여기서 θ_i 는 세부시스템 i 의 모드당 에너지를 나타내며, ω 는 관심 옥타브밴드의 중심주파수를, η_{coup} 는 연성손실 계수 η_{21} 를, η_{in} 는 내부손실계수를 나타낸다. 이 방법으로 연성손실계수를 계산할 수 있다. 이 방법은 구조물간에 연결과 분리가

손쉽게 이루어지는 조건에서 적용 가능하다.

3. 실험적 모드 해석 방법에 의한 구조물의 통계적 에너지 해석법 관련 변수들 계산

앞 절의 해석 방법에서 언급한 SEA 변수들을 실험을 수행하여 계산하였다. 대상 구조물은 강(steel)재질의 보(beam), 평판(flat plate) 그리고 랜덤하게 감쇠처리된 평판을 이용하였다. 이러한 시편으로 평판-보, 평판-평판, 평판-감쇠처리 평판 등의 세 가지 구조물에 대하여 수행하였다. 재질에 대한 제원 및 물성치는 Table 1에 나타내었다. Power spectrum 값을 측정하기 위한 실험적 모드 해석(Experimental mode analysis)은 B & K의 Pulse 시스템을 이용하였으며, 가속도계는 Rion가속도계를, 가진력은 B & K 4809 제품과 PCB 8490 충격해머를 이용하였다.

Table 1. Properties of test structures

Flat plate	
size (length×height×thickness)	0.52×0.42×0.0008 m ³
mass	1.34 kg
Beam	
size (length×height×thickness)	0.03×0.2×0.0008 m ³
mass	0.04 kg

3.1 평판과 보의 모드 밀도

(1) 균일한 평판의 경우

자유지지 경계조건 상태의 균일한 강 재질의 평판에 대해서 충격해머(Impact hammer)를 이용하여 0~3200Hz 대역에 대한 주파수 응답함수를 구하였다. 아래 Fig. 1은 임의로 선택한 5 가진점의 산술 평균한 주파수 응답함수 곡선을 나타내었다.

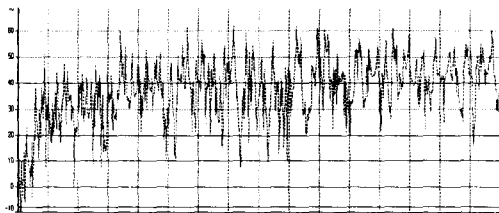


Fig. 1 Averaged frequency Response graph of a homogeneous flat plate

이와 함께 이론식과 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 모드 밀도를 비교하여 보았다. 평판인 경우, 이론식에 대한 주파수 간격은 식 (7)에 의해 등간격으로 분포됨을 알 수 있다.

$$\delta f = \frac{hc_f}{\sqrt{3}A_p} = \frac{0.8 \times 10^{-3} \times 5100}{\sqrt{3} \times 0.52 \times 0.42} = 10.78 \text{ Hz} \quad (7)$$

실험과 해석 그리고 이론식에 대한 비교는 Fig. 2에 나타내었다.

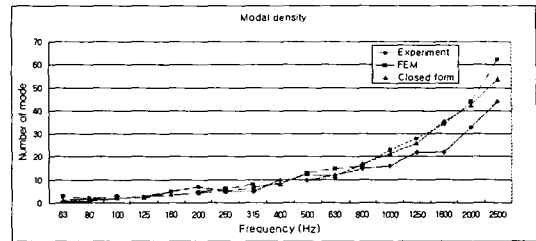


Fig. 2 Comparison of mode numbers for a homogeneous flat plate by 3 different methods expressed in 1/3 octave band

위 그림을 살펴보면, 유한요소해석과 이론은 근사한 모드밀도를 나타냄을 알 수 있었으나, 실험치에 중주파수 대역까지는 일치하는 경향을 나타내지만 1kHz 이상의 범위에서는 모드 밀도가 급격히 줄어들음을 볼 수 있다. 모드의 중첩(overlapping)에 의한 영향으로 판단되어 본 논문에서는 이론식에 의한 모드밀도를 적용하였다.

(2) 보의 경우

보의 경우도 평판과 마찬가지로 주파수 응답함수 곡선에서 피크치 개수, 유한요소법 그리소 해석적 방법에 의한 공식등 세 가지 방법에 의한 모드 밀도를 계산하였다. 세 가지 방법의 결과 거의 일치함을 알 수 있었다. 이 경우는 \sqrt{f} 의한 주파수 증가에 따른 간격으로 모드 개수가 분포됨을 볼 수 있다. 보에 대한 주파수 응답함수는 Fig. 3에 나타내었다.

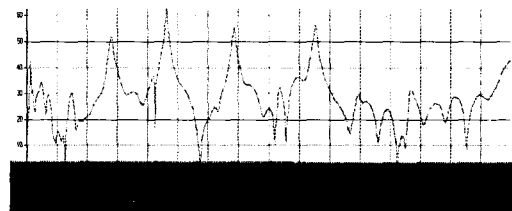


Fig. 3 Frequency Response of a homogeneous beam

보의 경우는 평판과는 달리 해당 주파수 대역에서 상대적으로 적은 값의 모드밀도를 나타냄을 알 수 있었으며, 이 사실은 보에 대하여 통계적 에너지 해석기법을 적용하는 경우, 좋은 결과를 얻기가 쉽지 않음을 예상할 수 있다.

3.2 파워 반감 대역법을 이용한 내부손실계수

구조물에 대한 내부손실계수 계산은 파워반감대역법을 적용하였다. 이는 측정된 주파수 응답함수의 각 피크치에 대해서 내부손실계수를 구한후 2.2 절의 식 (4)에 나타낸 것처럼 1/3 옥타브 밴드 대역폭에 대하여 산술 평균하였다. 균일한 평판과 감쇠 처리된 평판 그리고 보에 대한 내부손실계수는 다음 그림과 같다.

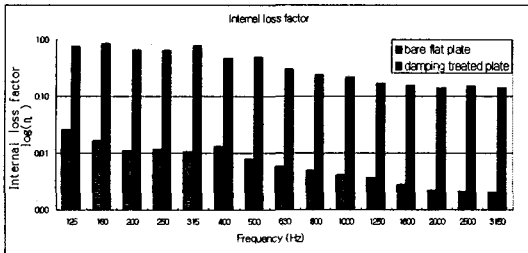


Fig. 4 Internal damping loss factor of a homogeneous bare flat plate and a randomly damping treated plate

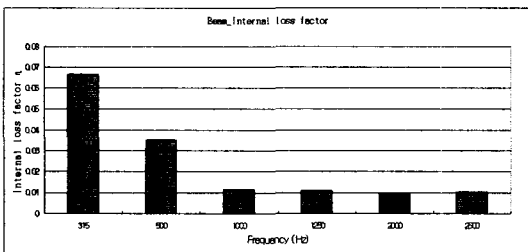


Fig. 5 Internal loss factor of homogeneous beam

주파수가 높아질수록 평판, 보 모든 경우 내부손실계수가 감소하면서, 특정한 값으로 접근하는 것을 볼 수 있다. 이 사실은 각 주파수 대역에서 비슷한 감쇠 값을 가져야 하는 SEA 관점에서 살펴보면 100Hz 이하 영역에서는 그리 좋은 결과를 구하기가 쉽지 않음을 알 수 있다. 또한 감쇠 처리된 평판의 경우는 처리가 안된 균일한 평판에 비해 손실계수 값은 몇 10의 단위로 증가하는 현상을 볼 수 있다.

3.3 연성손실계수 계산 및 부가질량에 의한 영향

평판-보, 평판-평판, 평판-감쇠 처리된 평판을 볼트로 연결하여 손실계수를 측정하였으며, 접합점 부위에 질량을 부과하여 연성손실계수의 변화를 확인하였다.

(1) 일반 평판 - 보 경우

실험은 내부손실계수의 측정과 마찬가지로 자유 지지 경계조건을 적용하였다. 힘 변환기를 부착시킨 가진기를 사용하여 0~3200Hz 대역으로 평판과 보를 순차적으로 랜덤가진 하였다. 측정방식은 임의의 6점을 채택하여 120초 동안 한 점 당 20초씩 1/3 옥타브 밴드에 해당하는 값을 측정하였다. 접합점에 부과되는 집중 질량은 0.5kg과 1kg에 해당하는 추를 순차적으로 올려놓았으며 500Hz, 1000Hz 그리고 2000Hz를 대역을 비교하여 보았다.

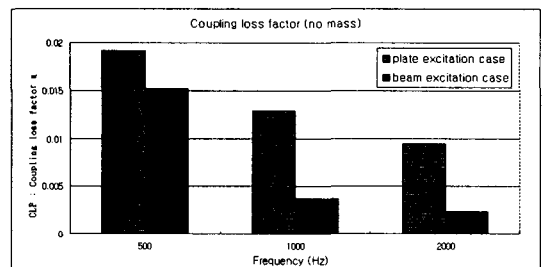


Fig. 6 Coupling loss factor for uniform plate - beam case without any mass added on the junction

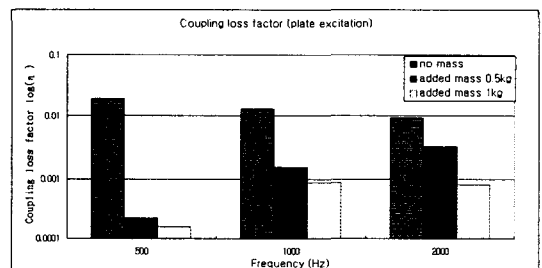


Fig. 7 Coupling loss factor for uniform plate - beam case with added mass on the junction

Fig. 6의 경우 평판을 가진하는 경우의 연성손실계수값(η_{21})이 보를 가진하는 경우(η_{12})보다 큰 것을 알 수 있다. 이 값을 SEA에서의 상호관계식(reciprocity theorem)으로 생각해보면, 구조물의

모드 밀도 비에 역비례하는 것과 일치함을 알 수 있다. 물리적으로 생각해보면, 평판을 가진하는 경우의 파워 흐름이 보를 가진하는 경우의 파워 흐름보다 많은 현상으로 설명할 수 있다. Fig. 7은 평판에서 가진하였을 경우 접합점에 질량이 증가될수록 모든 1/3 옥타브 밴드에서 연성손실계수가 감소하는 경향과 주파수가 증가할수록 그 값의 차이는 감소함을 볼 수 있다.

(2) 일반 평판 - 일반 평판 경우

평판-평판의 경우에도 평판-보의 방법과 마찬가지로 자유지지 경계조건을 적용하였으며, 각각의 평판을 가진하여 연성손실계수를 측정하였다. 접합점에 대한 질량 부과는 0.5kg과 1kg에 해당하는 보를 올려놓은 상태에서 실험을 진행하였다. Fig. 8에서, 두 경우의 연성손실계수 값은 동일하게 나와야 한다. 그림에서 나타난 크기의 차이만큼 오차가 발생함을 알 수 있다. Fig. 9에서는 접합점에서의 부가되는 질량이 증가할수록 두 평판간의 파워 흐름을 차단함을, 또 그 크기는 주파수가 증가할수록 작아짐을 알 수 있다.

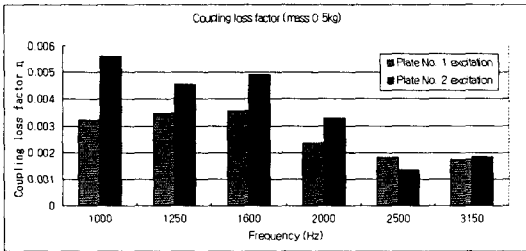


Fig. 8 Coupling loss factor for added mass 0.5kg

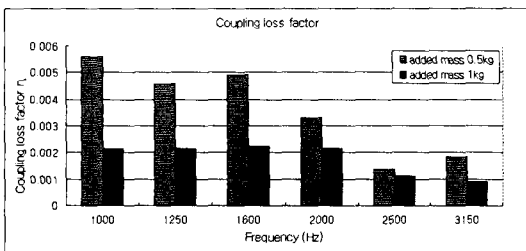


Fig. 9 Variation of coupling loss factor with added mass increment

(3) 일반 평판 - 감쇠 처리된 평판 경우

저감쇠 재료의 평판과 감쇠 처리된 평판의 접합

은 평판의 크기는 같으나 감쇠효과에 의한 내부손실계수가 다른 두 세부시스템으로 구성된 구조물에 대한 연성손실계수 값을 살펴보았다. 이 경우, η_{21} (Fig. 10 참조)는 η_2 (Fig. 11 참조)보다 많이 나옴을 알 수 있다. 이 현상은 Reciprocity로는 설명할 수가 없다. 왜냐하면, 감쇠값이 다른 두 평판의 경우에도 모드밀도는 동일하다고 생각하는 경우, 두 연성 계수값은 같아야하기 때문이다. 구조물에 감쇠처리하는 경우, 고주파 영역에서는 모드 밀도가 감소하는 현상은 설명할 수 있겠다. 다른 관점에서 이 현상을 설명하여 보면, $\eta_{21} \ll \eta_2$ 인 경우, η_2 가 증가할수록, E_2 는 감소한다. 그러면 두 번째 세부시스템에서의 파워평형 방정식에서 η_{21} 도 따라 증가함을 생각해 볼 수 있다.

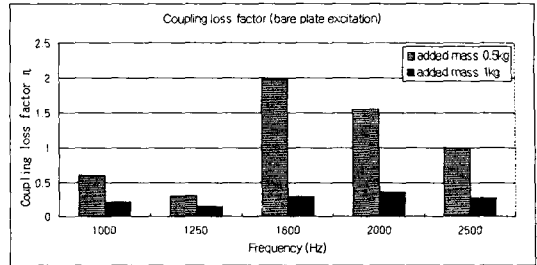


Fig. 10 Coupling loss factor for added mass : excited a bare steel flat plate

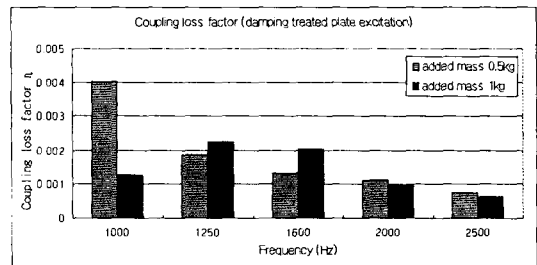


Fig. 11 Coupling loss factor for added mass : excited damping treated plate

3. 결론

본 논문에서는 평판과 보의 굽힘방향 진동특성을 SEA 관점에서 구조진동 실험을 수행하여 살펴 보았다.

• 모드 밀도 경우는 평판의 경우 모드 밀도는 주

파수의 증가와는 독립적으로 평판의 기하학적 형상에 따른 일정한 값임을 알 수 있었다. 주의할 점은 1/3 옥타브밴드 범위가 주파수가 증가할수록 커지기에 1/3 옥타브 밴드별 모드 개수는 증가하며, 모드중첩에 대한 영향이 나타남을 알 수 있었다. 균일한 보의 경우, 굽힘 방향의 모드 개수는 \sqrt{f} 에 따른 간격을 알 수 있었다.

- 내부 손실계수 경우 주파수가 증가할수록 값이 낮아지며, 감쇠 처리를 하는 경우 값의 증가가 몇 십배 달라지는 모습을 볼 수 있었다.

- 연성손실계수는 연결된 두 세부시스템의 모드 밀도가 다른 경우, 또 감쇠값이 다른 경우에 대해서 실험을 수행하였고 그 결과를 고찰하였다.

모드밀도는 낮은 곳에서 높은 곳으로의 파워흐름이 수월하며, 그 값은 대략 모드 밀도에 역비례함을 알 수 있었으며, 감쇠 값의 차이도 값의 차이가 높은 구조물에서 감쇠 값이 낮은 구조물로의 파워흐름이 용이함을 알 수 있었다.

마지막으로 접합 점에 부가되는 질량이 증가할수록, 파워는 흐르기 힘들음을 알 수 있었다.

통계적 에너지 해석 기법을 두 개의 세부 시스템으로 구성된 단순한 구조물에 대해서 적용해서 동적 특성을 살펴보았다. 이 특성은 실지 복잡한 구조물의 해석에도 유용하게 응용할 수 있을 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 산업기반 기술 과제인 “자동차 내장용 흡/차음재의 통합 설계기술”의 지원으로 수행된 위탁연구결과와 일부이며, 도와주신 관계자에게 감사함을 표시합니다.

참 고 문 헌

- (1) R. H. Lyon, 1986, "Machinery Noise and Diagnostics," Butterworth Publishers, chap. 4
- (2) K. Langhe, 1996, "High Frequency Vibrations : Contributions To Experimental and Computational SEA Parameter Identification Techniques", Ph. D passes, chap. 3
- (3) 김관주, 최승권, 1999, "내부손실계수 측정을 위한 실험 방법", 한국소음진동공학회, 제9권 제6호, pp. 1187~1192

- (4) Harold Yan, Alan Parrett, Wayne Nack, 2000, "Statistical energy analysis by finite elements for middle frequency vibration", Finite Elements in Analysis and Design 35, pp 297~304

- (5) 강준수, 1996, "불연속 구조물 진동에 의한 음향방사 특성에 관한 연구", 학위논문, 홍익대학교