

SEA를 이용한 차량 진동 특성 해석

Analysis of Vehicle Vibration Characteristics Using SEA

채 장 범* · 김 태 환*

Jangbom Chai and Taehwan Kim

(2005년 1월 11일 접수 : 2005년 4월 29일 심사완료)

Key Words : SEA(Statistical Energy Analysis)(통계적 에너지 해석), Coupling Loss Factor(커플링 손실 계수), Energy Flow(에너지 흐름), Vehicle(차량)

ABSTRACT

Statistical Energy Analysis(SEA) has been considered as a possible method for predicting responses of complex structures, especially at higher frequencies. In this paper, an SEA model of a vehicle was built using 138 energy storing subsystems connected together using 1019 junctions. SEAM software program was used to build and calculate the model. To demonstrate the accuracy of the SEA model, predicted response levels were compared with measured levels. The source input levels were measured at the engine mounting parts. There is good agreement between the estimated and the experimental results. This paper also identifies some dominant energy flow paths from sources. It is finally presented that the SEA model can optimize the design parameters of vehicles using model parameters and energy flow paths.

1. 서 론

승용제품이 경쟁력 있는 성능을 갖추기 위해서는 소음·진동 해석이 절실하다. 특히 중·고 주파수 대역에서의 해석은 소음과 밀접한 관련을 갖기 때문에 신뢰성 있는 소음·진동 해석기법이 필요하다. 지금까지의 구조물의 소음·진동 해석 및 예측은 주로 유한요소법이나 경계요소법을 사용하여 실시되어 왔다. 그러나, 위 해석법들은 해석방법이 복잡할 뿐만 아니라, 상세한 설계에 의거하여 모델을 수립한 후 해석을 수행하므로, 성능 예측이 절실한 설계 초기 또는 중간 단계에서는 사용하기 어렵다는 단점을 갖는다. 또한 유한요소법은 그 특성상 계산된 결과 중 고주파

수 영역의 고유진동수들을 신뢰할 수 없고, 모델의 불균일성을 감안하지 못한다.

이에 반해 통계적 에너지 해석(statistical energy analysis, SEA)에 의한 방법은 그 속성상 위와 같은 문제점들이 제기되지 않는다. 이러한 특성은 중·고 주파수 대역에서의 소음 및 진동 해석에 특히 유용하다.^(1,2)

또한 구조물, 차량, 선박, 타이어 등에 적용되어 진동 소스 별 전달 경로를 파악하여 설계에 반영할 수 있으며, 설계 초기 단계부터 SEA 해석이 적용 가능하므로 개략적인 성능예측, 합리적인 설계 방향 제시 등을 통하여 진동 관련 설계 비용 및 기간을 단축할 수 있다.^(3~6)

이 논문은 차량 구조물에 대한 SEA 모델을 완성하고, 실험을 통해 SEA 모델에 대한 해석결과를 측정치와 비교하여 SEA 모델을 검증하였다. 그리고 제안된 SEA 모델로부터 얻은 결과를 통해 주요 에너지 전달경로들을 파악하고, 주파수별 경로변화를 찾아내어 설계의 최적화를 도모하도록 하였다.

† 책임저자 : 정희원, 아주대학교 기계공학부

E-mail : jbchai@ajou.ac.kr

Tel : (031)219-2349, Fax : (031)213-7108

* (주) 엠앤디

2. SEA 기본 방정식

SEA는 구조물의 진동과 음향 응답에 많은 구조 모드가 관여하는 고주파 영역에서의 해석에 유용하다고 알려져 왔다.

이로 인해 SEA는 모델을 개발하고 검증하며 정교하게 만드는데 필요한 시간과 그리고 개발된 모델을 이용하여 연구를 수행할 때 소요되는 계산 시간 모두에서 상당한 이점이 있다.

SEA의 기초 원리들 중의 하나는 커플된 두 개의 동력학적 모드그룹들 간의 평균 파워 흐름은 평균 모달 에너지의 차에 비례한다는 것이다.^(1,7) 이는 모드들을 하나의 그룹으로(서브시스템) 정의하고, 파워 평형 방정식($\Pi_{in} = \Pi_{out}$)을 이용함으로써 특정 주파수 범위에 걸친 많은 공진 모드들을 포함하는 시스템의 동적 응답을 해석할 수 있도록 한다.

서브시스템 모드들의 공진 주파수들이 통계적으로 분포한다는 가정 하에 기대치와 파워 흐름이 결정되므로 해석은 통계적이다. 파워는 소산 혹은 전달 메커니즘을 통하여 하나의 서브시스템으로부터 다른 서브시스템으로 흐른다. 또한 외부가진 소스로부터의 입력 파워가 발생할 수 있다. 이와 같은 도식적 모델이 Fig. 1에 그려져 있다.^(1,8)

위 식에서 $\Pi_{1,diss}$ 와 $\Pi_{2,diss}$ 는 서브시스템에서 소산되는 파워를 나타내고, $\Pi_{1,in}$ 와 $\Pi_{2,in}$ 는 외부가진 소스들로부터 입력되는 파워들이다. 또 Π_{12} 는 서브시스템 1에서 서브시스템 2로의 전달 파워 흐름을 나타낸다. 서브시스템 1에서 소산되는 파워를 구하면 다음 식과 같다.

$$\Pi_{1,diss} = 2\pi f \eta_1 E_1 \quad (1)$$

여기에서 E_1 는 주파수 f 에서의 서브시스템 모드들

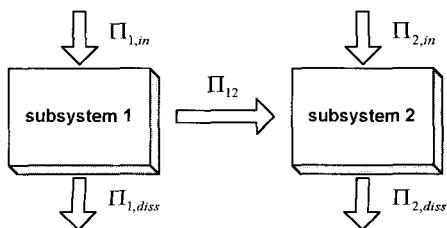


Fig. 1 Power balance of a two-subsystem SEA model

의 총 동적 에너지이고, η_1 은 서브시스템 1의 댐핑 손실 계수이다.

전달 파워는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.⁽¹⁾

$$\Pi_{12} = 2\pi f \beta_{12} (\epsilon_1 - \epsilon_2) \quad (2)$$

ϵ_1 와 ϵ_2 는 주파수 대역 Δf 에서 두 서브시스템들의 평균 모달 에너지(모드당 에너지)들이고, β_{12} 는 두 커플된 서브시스템들의 물리적 성질에만 의존하는 커플링 계수이다.

이 형태는 파워 흐름이 총 에너지들 간의 차가 아닌 모달 에너지들의 차에 비례한다는 것을 강조하고 있다. 모달 에너지는 다음 식과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \frac{E}{N} = E \frac{\overline{\delta f}}{\Delta f} \quad (3)$$

N 은 모드들의 개수이고 $\overline{\delta f}$ 는 주파수 대역 Δf 에서의 서브시스템 모드들간의 평균 주파수 간격이다.

전달 파워에 대한 방정식의 또 다른 형태는 다음과 같다.

$$\Pi_{12} = 2\pi f (\eta_{12} E_1 - \eta_{21} E_2) \quad (4)$$

$\eta_{12} (= \beta_{12} \overline{\delta f}_1 / f)$ 와 $\eta_{21} (= \eta_{12} N_1 / N_2)$ 는 커플링 손실 계수이다. 댐핑 손실 계수 η_1 은 서브시스템 1에서 에너지가 소산되는 정도를 나타내는 반면에 커플링 손실 계수 η_{12} 는 에너지가 서브시스템 1에서 서브시스템 2로 전달되는 정도를 나타낸다.

두 서브시스템에 대한 파워 평형 방정식은 다음 식과 같이 쓰여질 수 있다.

$$\begin{aligned} \Pi_{1,in} &= \Pi_{1,diss} + \Pi_{12} \\ &= 2\pi f (\eta_1 + \eta_{12}) E_1 - 2\pi f \eta_{21} E_2 \end{aligned} \quad (5)$$

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

3. 차량 구조물에 대한 SEA 모델링

3.1 요소와 서브시스템

차량 구조물에 대한 SEA 모델 구성요소는 구조요소와 음향요소로 크게 나뉘어지게 된다. 구조요소는 빔, 셸, 판, 파이프로 모델링되었고, 음향요소들은 3차

원 공간 음향요소로 모델링되었다. 구조요소는 총 68개이고, 음향요소는 6개로서 구성되었다. 음향요소들은 구조요소 모델링에 비해 자세하게 모델링되지 않았다. 틸새와 같은 부가조건들이 생략되어 있으며, 실내공간의 경우에도 하나의 공간으로만 모델링되었다. 대부분의 요소들은 기본적으로 좌·우 대칭이며, 따라서 SEA 해석 후의 결과들은 좌·우 대칭 요소와 서브시스템에 대하여 같다.

필러는 특성에 따라 파이프나 원형 셀로서 모델링하였다. 또한 floor, roof, hood, trunk, dash panel 등은 보강된 판이므로 보강계수(stiff multiplier)를 이용하였고, 연결부의 재료가 고무인 곳은 탄성계수를 이용하여 모델링 하였다.

위의 구조요소들은 비슷한 모드들의 그룹, 즉 서브시스템들로서 구분된다. 범요소는 굽힘(bending)과 종(longitudinal), 비틀림(torsion)모드 그룹으로 나뉘어지게 된다. 셀, 판, 파이프들은 각각 굽힘모드와 평면 모드들로 나뉘어진다. 따라서 본 모델은 총 138개의 서브시스템으로 구성되어 있다.

3.2 모델 파라미터의 결정

모드 개수는 요소의 물리적 차원에 의해 크게 좌우된다. 즉 요소의 크기(질량, 길이)에 따라 에너지 저장능력이 변화되는 것이다. 단순한 평판의 경우에는 길이, 너비, 두께 등의 물리적 크기만으로도 신뢰성 있는 모드 개수를 구할 수 있다. 그러나, hood나 roof와 같이 보강되어지거나 곡률을 가지고 있는 경우에 단순히 이론식만을 이용하여 구한 값은 당연히 오차를 갖게 마련이다. 따라서 이를 실험으로 보완하여 더욱 정확한 모드 개수를 얻어낼 수 있다.

Hood의 모드 개수 보정을 위하여 모드 개수의 역수인 평균 주파수 간격을 Hood를 차체에서 분리한 후 충격해머 실험을 수행함으로써 Hood 평판 요소의 굽힘모드 서브시스템에 대한 평균 주파수 간격을 구하였다. 그리고 hood를 평판으로 가정한 경우의 평균 주파수 간격을 구하는 식 (6)을 실제 곡률을 갖는 hood에 적용할 때 필요한 보강계수를 구하였다.⁽¹⁾

$$\frac{\delta f_B}{f_B} = \frac{2xc_L}{A} \quad (6)$$

위에서 c_L 는 종방향 파동속도, x 는 회전 반경이며 A 는 Hood의 면적이다. 보강계수의 기본 개념은 $I_x = k \cdot I_x$ (k : 보강 계수)이며, 이로부터 얻어진

값은 SEA 모델링 시 보강되어진 요소를 정의할 때 사용되었다.

3.3 연 결

연결(connection)은 위의 구조요소들간의 연결관계를 나타내는 것으로 SEA에서는 이에 대해 물리적인 값들을 부여하게 된다. 이에 반해 접합(junction)은 서브시스템들간의 연결을 의미하는 것으로 x, y, z 방향으로 직선이동(translation) 연결, 축에 대한 회전(rotation) 연결, 굽힘 서브시스템과 평면 서브시스템간의 크로스 커플링(cross coupling) 등의 종류가 있으며, 이것들은 일종의 자유도를 의미하는 것이다.

이 SEA 모델의 총 연결 개수는 221개이며, 서브시스템들간의 접합 개수는 1019개이다. 앞장의 연결 종류(선, 호, 점, 면 연결)중 대부분의 연결은 선으로 정의하였으며, 요소들간의 연결형태는 크로스(+) 형태를 기본으로 하여 연결된다. Hood, door, trunk의 연결 등 볼트접합으로 이루어진 연결은 점 연결로 정의하였다. Front window와 같은 유리 요소들은 다른 요소들과 연결될 때 고무와 같은 탄성체로 연결되어 지므로 접촉 강성(contact stiffness)을 사용한다.

3.4 가 진

실차의 엔진으로부터 차량 구조물로의 입력 파워는 좌·우 longitudinal front와 radiator lower 세 곳으로 입력되며 각각의 값들은 'Accel. 1', 'Accel. 2', 'Accel. 3'으로 지정되었다. 이러한 입력 가속도 값들은 실험을 통하여 측정된 가속도의 향으로 정의되었으며, 이때 가진이 입력된 서브시스템은 위 요소들의 굽힘 모드들에 가해진다. Fig. 2는 Accel. 1을 나타내는 그림이며, Fig. 3은 Accel. 3값을 나타낸다. 실선

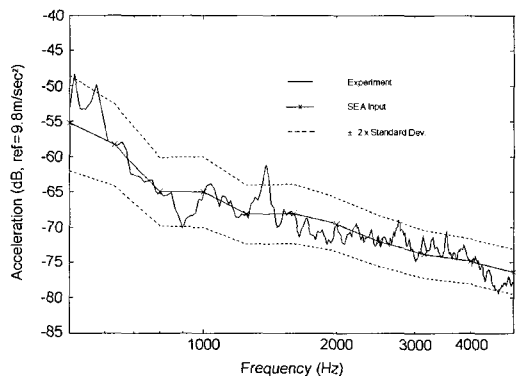


Fig. 2 Input acceleration for longitudinal FRTL (Accel. 1)

'—'은 측정치이며, 크로스선 '—×—'은 측정치로부터 구하여 SEA 모델에 가해진 가속도 값이다.

측정된 가속도 신호를 SEAM을 이용해 입력하면 SEAM에서 주파수 밴드에 대한 평균값으로 입력되어지기 때문에 Accel. 1의 1100 Hz 부근과 Accel. 3의 850 Hz 부근에서의 피크들의 정확한 값들은 SEA

모델에 가해지지 못하였다.⁽⁶⁾ 위, 아래의 점선 '-----'은 SEA 해석에서 구하여진 표준편차의 두 배를 평균값에 더하고 뺀 값을 나타낸 것이며, 가속도 응답과 마찬가지로 굵힘 서브시스템에 대한 값들이다.

4. SEA 예측 가속도 응답과 측정결과의 비교

요소별로 SEA 예측 응답치와 직접 측정된 측정치를 비교하였다. 다음은 주요 요소별 각 굵힘 서브시스템에 대해 비교되어진 그림들로서 모두 500~5000 Hz까지의 중·고주파수 대역에 대해 나타내었다. Fig. 4는 평판으로서 모델링되어진 roof의 굵힘 서브시스템에 대한 SEA 가속도 응답과 실험치를 비교한 것이다. 전 영역에 걸쳐 예측치와 측정치가 일치하고 있으나, 약 500, 1100, 3000 Hz 부근에서 평균 SEA 가속도 응답에서 약간씩 벗어나고 있다. 이는 SEA 모델에 입력된 Accel. 1 값에 고려되지 않았던 피크들로 인해 발생된 것으로 보인다. Fig. 5는 front window에 대한 그림으로서 1000~3000 Hz 부근에서는 측정치가 SEA 예측치에 미치지 못하고 있다. 이는 앞서 설명되었던 SEA 입력 가속도의 오차 외에도 front window와 연결된 다른 요소들 간의 연결에서 고려된 고무의 주파수 특성으로 인한 것으로 사료된다.

이상으로 주요 요소들의 굵힘 서브시스템들에 대한 SEA 가속도 예측 응답과 평균 측정치를 비교하였으며, 전 영역에 걸쳐 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

5. 에너지 흐름

이 절에서는 주요 에너지 전달경로를 주파수 별로 살펴본다. SEA는 에너지 평형식을 이용하여 각 서브시스템들의 응답을 구하므로 각 서브시스템에 대한 에너지의 입, 출력과 그에 따른 기여도를 논의할 수 있다.

Fig. 6은 이 논문의 대상이 되는 차량 구조물의 앞 부분이다. 이 그림을 통해 주파수 별로 에너지 전달 경로를 설명하도록 하겠다.

먼저 500 Hz에서의 에너지 전달 경로를 보면, 입력 소스인 longitudinal front로부터 WhHouse front, shock front cylinder, Brace front longitudinal의 세 방향으로 상당한 량의 에너지가 전달된다. 그중 brace front longitudinal로 전달되는 에너지는 dash

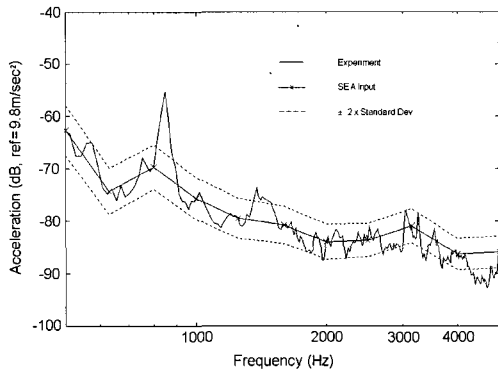


Fig. 3 Input acceleration of radiator lower (Accel. 3)

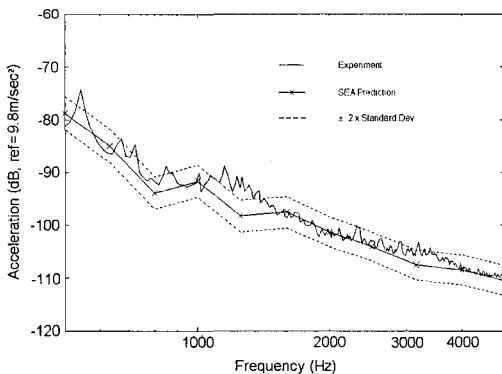


Fig. 4 Comparison of SEA predicted and measured data to roof

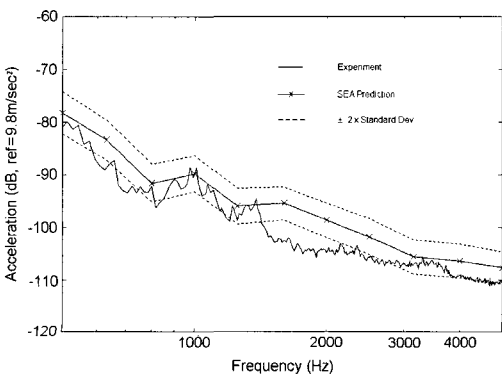


Fig. 5 Comparison of SEA predicted and measured data to front window

low down, dash low up을 지나 roof까지 전달된다.

5000 Hz에서의 주요 에너지 전달경로를 보면, 500 Hz에서와는 달리 소스에서 dash low up으로 흐르는 에너지의 비중이 커져, 입력 소스에서 WhHouse front, shock front cylinder, brace front longitudinal 그리고 dash low up의 네 방향으로 에너지가 전달된다. Longitudinal front에서 dash low up으로 들어온 에너지가 cowl dash를 지나 roof로 향하고 있다. 즉, 500 Hz에서의 주요 에너지 전달 경로는 longitudinal front → brace front longitudinal → dash low down → dash low up → dash upper → cowl dash → front window → roof인 반면에, 5000 Hz에서는 longitudinal front → dash low up → cowl dash → front window → roof로, 에너지의 전달 경로가 짧아졌다.

위와 같은 에너지 전달 경로에 대한 파악은 SEAM에서 제공하는 에너지 흐름 도표를 이용한 것으로 다음 그림 Fig.7에 500 Hz에서 dash low down bending 서브시스템의 에너지 흐름을 나타내는 도표

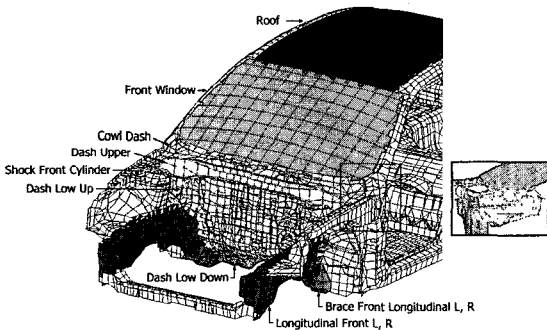


Fig. 6 SEA subsystems of the front part

를 도시하였다. 다양한 요소들로부터 입력된 에너지는 소산되거나 dash up plate bending 서브시스템으로 전달된다는 것을 알 수 있다.

이상의 결과를 가지고 500 Hz와 5000 Hz에서의 주요 에너지 전달 경로를 나타내면 500 Hz에 대해서는 Fig. 8과 같으며, 5000 Hz에 대해서는 Fig. 9와 같이 나타낼 수 있다. Fig. 8과 Fig. 9에서 알 수 있듯이 소스(longitudinal front)로부터 전달되는 에너지의 주요 경로 수는 500 Hz에서 세 방향, 5000 Hz에서는 네 방향으로, 주파수에 따라 전달 경로가 다를 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 큰 비중을 차지하는 에너지 전달 경로만을 나타낸 것이다. 이 그림들은 구조물의 앞부분을 다루었으며, 각 요소들의 명칭은 간략하게 표기하였다. 그림에서 점선 화살표는 맨 하단에 위치한 요소들에만 나타나며, 이는 에너지의 소산을 의미한다. 다른 요소들에는 실선의 화살표로 에너지 전달을 표시하였다.

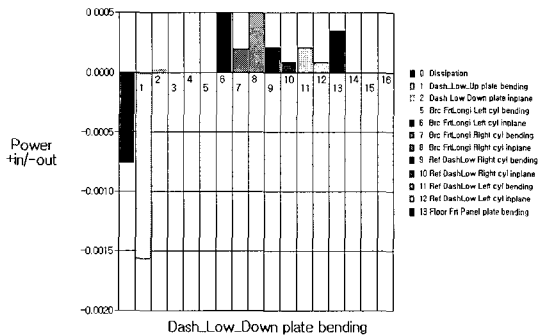


Fig. 7 Energy flow of dash low down plate bending subsystem(500 Hz)

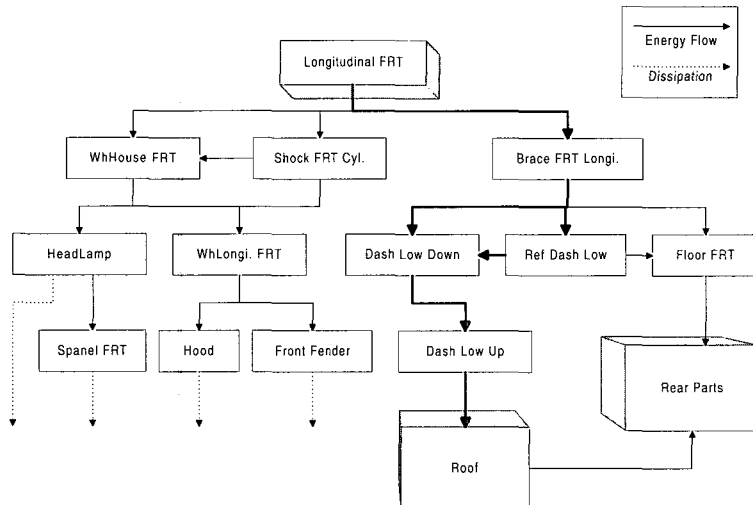


Fig. 8 Paths of power flow(500 Hz)

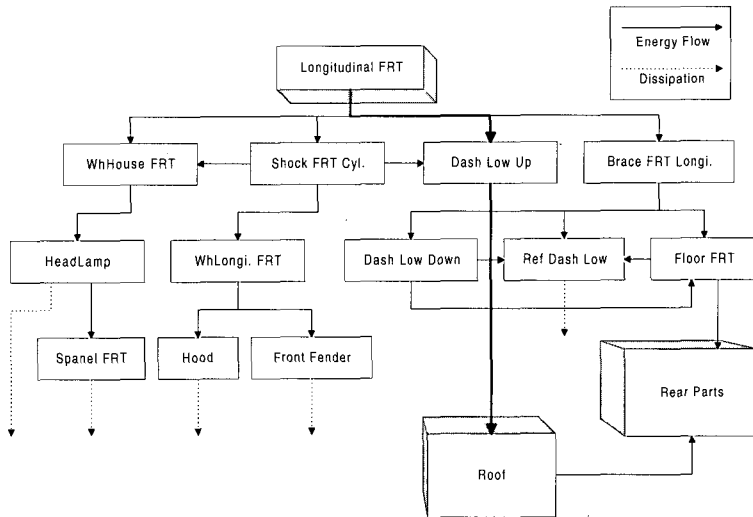


Fig. 9 Paths of power flow (5000 Hz)

6. 결론

이 연구에서는 SEA를 이용하여 차량구조물을 모델링하였다. 또한 SEA 모델을 이용하여 구조물의 응답을 예측하였고, 진동원으로부터의 에너지 전달 경로와 전달 정도를 파악하였다. 이 결과는 설계 시 중요한 정보를 제공하는데, 초기 설계 시에는 승용차의 개략적인 성능예측, 그리고 합리적인 설계방향을 제시하여 주고, 모델개발 완료단계에서는 SEA 모델을 통하여 최적의 설계변수를 찾아낼 수 있다.

다음은 이 연구로부터 얻은 결과들이다.

- (1) 차량 구조물에 대한 SEA 모델을 제시하였다.
- (2) 실험을 통하여 모드 개수를 구함으로써 SEA 모델을 보완할 수 있었다.
- (3) SEA 예측치와 측정치를 비교함으로써 제시된 SEA 모델을 검증하였다.
- (4) 소스로부터의 주요 에너지 전달경로를 찾아내어 가시화시켰다.
- (5) 에너지 전달경로는 주파수에 따라 달라질 수 있으며, 그에 따른 연결 요소들의 에너지 전달 비중도 변화하였다.

앞으로의 연구는 음향요소를 고려한 SEA 모델을 개발함으로써 예측응답의 정확도를 높일 수 있을 뿐만 아니라, 저진동/저소음을 이루기 위한 설계 파라미터들에 대한 연구수행이 가능해지리라 사료된다.

참고 문헌

- (1) Lyon, R. H. and DeJong, Richard G., 1995, "Statistical Energy Analysis of Dynamic Systems : Theory and Applications", Butterworth-Heinemann, pp.3~16, 117~142.
- (2) Langhe, K., 1996, "High Frequency Vibrations : Contributions to Experimental and Computational SEA Parameter Identification Techniques", Ph. D. Thesis, pp.25~63.
- (3) Chen, H. Y., "A Comparison of Test-Based & Analytic SEA Models for Vibro-Acoustics of a Light Truck", Ford Motor, 1995.
- (4) Weissman, K. and Manning, Jerome, E., 1993, "The Use of SEA Modeling in the Design of Quiet Earthmoving & Construction Vehicles", Cambridge Collaborative.
- (5) 채장범, 1998, "통계적 에너지 해석 모델을 이용한 건설 장비 차실 설계에 관한 연구", 한국소음진동공학회논문집, 제 8 권, 제 4 호, pp.609~615.
- (6) 김윤철, 채장범, 2001, "SEA를 이용한 승용차 타이어의 소음/진동 특성 해석", 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp.719~724.
- (7) Lyon, R. H. and Maidanik, G., "Power Flow Between Linearly Coupled Oscillators", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 34, No. 5, May 1962.
- (8) Cambridge Collaborative, Inc., 1995, "SEAM User's MANUAL", Fundamentals I pp.17~23