

스트레인 에너지를 이용한 제진재 위치 결정

Application of Strain Energy for Determining the Location of Damping Material

김 중 배* · 유 국 현* · 박 상 규** · 이 상 조***

Joong-Bae Kim, Kuk-Hyun Ryu, Sang-Kyu Park and Sang-Jo Lee

(2008년 9월 26일 접수 ; 2008년 10월 22일 심사완료)

Key Words : Strain Energy(스트레인 에너지), Unconstrained Layer Damping(비구속층 감쇠), Damping Material(제진재), Structural Vibration(구조 진동)

ABSTRACT

The vehicle design engineers have studied the method of applying damping materials to the vehicle bodies by computer simulations and experimental methods in order to improve the vibration and noise characteristics of the vehicles. The unconstrained layer damping, being concerned with this study, has two layers(base layer and damping layer) and provides vibration control of the base layer through extensional damping. Generally this kind of surface damping method is effectively used in reducing structural vibration at frequencies beyond 150 Hz. The most important thing is how to apply damping treatment with respect to location and size of the damping material. To solve these problems, the current experimental methods have technical limits which are cumbersome, time consuming, and expensive. This paper proposes a method based on finite element method and it employes averaged ESE(element strain energy) percent of total of dash panel assembly for 1/1 octave band frequency range by MSC/NASTRAN. The regions of high ESE percent of total are selected as proposed location of damping treatment. The effect of damping treatment is analyzed by comparing the frequency response function of the SPCC bare panel and the damping treated panels.

1. 서 론

제진재는 박판 구조물의 진동을 효과적으로 감소시키기 위해 사용되는 재료이다. 특히 자동차의 차체는 엔진과 주행 중 지면으로부터 전달되는 가진력에 의해 진동을 일으키게 되며, 이는 차체의 진동에 의한 구조 소음을 발생시켜서 운전자와 승객의 불쾌

감을 일으키게 된다. 이에 따라 자동차 설계 엔지니어들은 시뮬레이션과 실험적인 방법을 이용하여 자동차의 차체(특히 도어, 루프, 대쉬, 플로어, 백 패널 등)에 제진재를 적용하는 방법을 연구해 왔으며 이를 통해서 차체의 진동과 소음에 대한 특성을 개선시키도록 노력해 왔다⁽¹⁻⁵⁾.

제진재가 부착된 차체 구조는 표면감쇠 처리의 대표적인 예인데, 크게 구속층 감쇠(constrained layer damping)와 비구속층 감쇠(unconstrained layer damping)로 구분된다. 구속층 감쇠는 3개 이상의 층(기저층, 감쇠층, 구속층)으로 구성되며 외부로부터 가해진 진동에너지는 주로 감쇠층의 전단변형과 신축에 의해 흡수되어 감쇠효과를 얻을 수 있다. 그

† 교신저자: 정희원, 동양공업전문대학 기계설계과
E-mail : jbkim@dongyang.ac.kr
Tel : (02)2610-1916, Fax : (02)2610-1852

* (주)브이원

** 정희원, 연세대학교 환경공학부

*** 정희원, 연세대학교 기계공학부

리고 비구속층 감쇠는 2개의 층(기저층, 감쇠층)으로 구성되며 진동에너지는 주로 감쇠층의 신축에 의해 흡수되어 감쇠효과를 얻을 수 있다⁽⁶⁾.

이러한 제진 구조는 일반적으로 250 Hz 이상의 주파수 영역에서 가장 효과적이라고 알려져 있으며, 일반적으로는 150 Hz 이상의 주파수 영역에서 구조 진동을 저감시키는데 유용하게 사용될 수 있다. 제진재를 적용함에 있어서 가장 중요한 문제는 어떤 재료의 제진재를 얼마만한 크기로 어느 위치에 부착하는 것이 가장 좋은가 하는 문제이다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 기존의 실험적인 방법에 의존하는 것은 한계성이 존재하며, 효율성 측면에서 해석적인 방법이 필요하다.

이러한 문제 해결의 방법으로서 비구속층 감쇠 보의 제진 부위 최적설계에 대한 연구가 수행된 바 있으며⁽⁷⁾, 차체에 대한 모달 스트레인 에너지를 구하고 이를 관심 주파수 영역 까지 요소별로 합해 스트레인 에너지가 큰 부분에 대해 제진재를 부착하는 방법을 제안한 결과가 있다⁽⁸⁾.

그러나 이 방법은 관심 주파수 영역에 있는 모든 모드의 스트레인 에너지를 단순하게 합하는 과정에서 중요도 측면에서 제외시켜 계산해도 되는 모드의 스트레인 에너지도 고려되는 문제점이 존재한다.

이 연구에서는 MSC/NASTRAN을 이용하여 승용차의 대쉬 패널 어셈블리에 대해 1/1 옥타브 밴드별로 모달 스트레인 에너지를 구하고, 이를 요소별로 전체 백분율값을 구해 주어진 주파수 영역에서의 평균값을 구한다. 이 과정에서 대쉬 패널 어셈블리의 구조적인 형상 특성상 얻어지는 국부적인 모드는 배제한다. 스트레인 에너지의 백분율 평균값에 대해 1/1 옥타브 밴드별로 킨투어 플롯하고, 그 값이 큰 부분을 선정하여 제진재 부착 위치를 선정한다. 제진효과는 제진재가 부착되지 않은 패널 어셈블리와 제진재가 부착된 패널 어셈블리에 대해 주파수 응답 함수로서 mobility를 구해 그 특성을 분석하였다.

2. 본 론

2.1 비구속층의 모델

자동차의 차체는 성형된 SPCC 강판의 용접 구조물이다. 이러한 차체에 제진재가 부분적으로 부착되어 있는 모델을 해석하기 위해서는 다층구조의 차체

에 대한 수학적 모델이 필요하다. 본 연구에서는 제진재와 차체로 이루어진 비구속층 감쇠 구조를 등가 모델로 표현하여 유한요소 해석을 실시한다.

이러한 등가 모델에 대한 등가 영률과 등가 손실계수를 구하기 위해서 이 연구에서는 제진재와 SPCC 강판으로 구성되는 비구속층 감쇠 구조의 시편을 제작하고, 이 시편에 대해 Oberst Beam Test⁽⁹⁾를 실시하고, 얻어진 결과에 대해 Ross-Kerwin-Unger 방정식을 적용한다⁽⁶⁾. 이 연구에서 유한요소 해석 시 사용된 등가 영률과 등가 손실계수는 Table 1과 같다. 제진재는 주파수에 따라 영률과 손실계수가 변화하는 비선형 특성을 나타내므로, 등가 모델의 물성치 또한 비선형 특성을 나타낸다⁽¹⁰⁾.

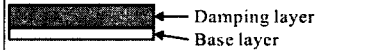
2.2 스트레인 에너지

구조물의 진동이 문제가 되는 경우가 있다. 이때 문제가 되는 주파수 성분을 제거하거나 감소시키기 위해서는 구조물에 대한 설계변경을 실시해야 한다. 이를 위해서 유한요소 해석을 통한 고유 모드 해석은 매우 중요한 정보를 제공한다. 즉, 구조물의 진동 모드와 관련된 모달 스트레인 에너지는 이러한 문제를 해결하기 위한 설계변경 요소들을 규명하는데 매우 유용한 척도로 사용할 수 있다.

어떤 진동 모드에서 큰 스트레인 에너지를 갖는 요소들은 탄성 변형이 큰 위치를 나타낸다. 이러한 요소들은 그 모드의 형상에 가장 직접적인 영향을 미친다. 따라서 큰 스트레인 에너지를 갖는 요소들의 물리적 성질을 변경하는 것은 상대적으로 작은 스트레인 에너지를 갖는 요소들을 변경하는 것보다 고유진동수와 모드 형상에 큰 영향을 줄 수 있다.

Table 1 Equivalent Young's modulus and equivalent loss factor

Frequency(Hz)	19	141	433
Equivalent Young's modulus E_{eq} (GPa)	276	389	468
Equivalent loss factor η_{eq}	0.224	0.242	0.234
Structure of unconstrained layer damping	- Base layer : SPCC steel beam (0.8t) - Damping layer : Asphalt damping material (2.3t)		



NASTRAN에서 $\phi_i^T M \phi_i = 1$ 일 때 (ϕ_i 는 i 차 고유 벡터, M 은 질량 행렬) 유한요소 모델의 각각의 모드에 대한 전체 요소 스트레인 에너지(이하 ESE)는 다음과 같다⁽¹¹⁾.

$$ESE = \omega_i^2 / 2 \quad (1)$$

여기서 ω_i 는 i 차 모드의 고유진동수이다.

그리고 PATRAN의 후처리 과정에서 제공되는 ESE 백분율은 각각의 모드에서 전체 구조의 스트레인 에너지에 대한 특정 요소의 스트레인 에너지 비율(스트레인 에너지 기여도)이며, ESE 백분율의 합은 100%이다. 즉, 다음의 식으로 표현된다.

$$\sum_i^n (ESE \text{ Percent of Total})_i = 100\% \quad (2)$$

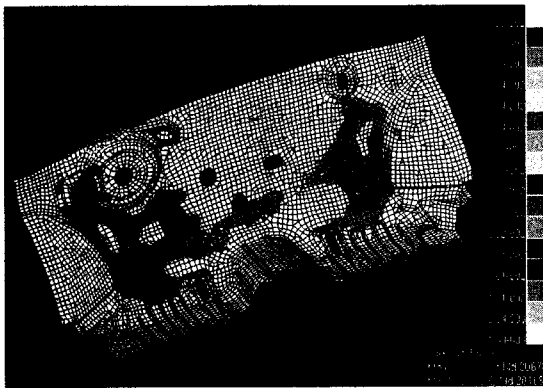
여기서 n 은 유한요소 모델의 요소 수이다.

이 연구에서는 제진재의 부착위치를 결정하기 위해 ESE 백분율을 이용하였으며, 이를 관심 주파수 영역에 있는 모드에 대해 합산하고 이를 평균화 처리하여 이용한다.

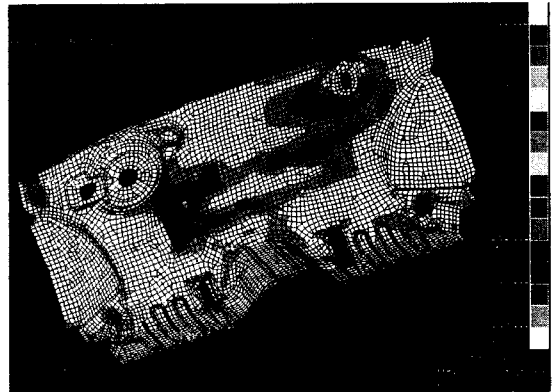
2.3 차체의 대쉬 패널에 적용

MSC/NASTRAN의 normal mode analysis(SOL 103)을 이용하여 차체의 대쉬 패널 어셈블리에 대한 고유모드 해석을 통해 고유모드와 스트레인 에너지를 구한다. 대쉬 패널 유한요소 모델은 요소 수 48377개, 노드 수 49818개이다. 경계 조건은 자유 상태로 하였다.

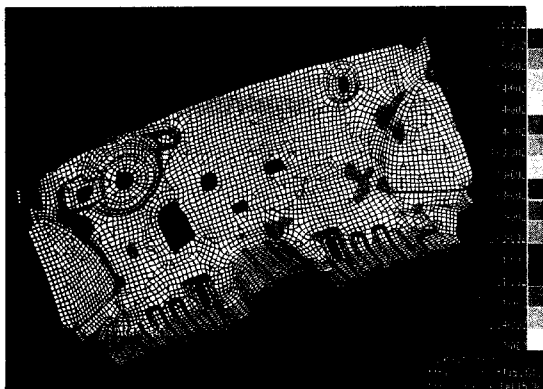
PATRAN에 의한 후처리 과정에서 결과를 분석하기 위해 구해진 ESE 백분율을 1/1 옥타브 밴드별로 평균값을 취한다. 어떤 특정 주파수 성분이 문제가 되어 진동을 억제하기 위한 조치가 취해질 수도 있겠으나, 차체 진동의 경우 어느 정도의 주파수 대역



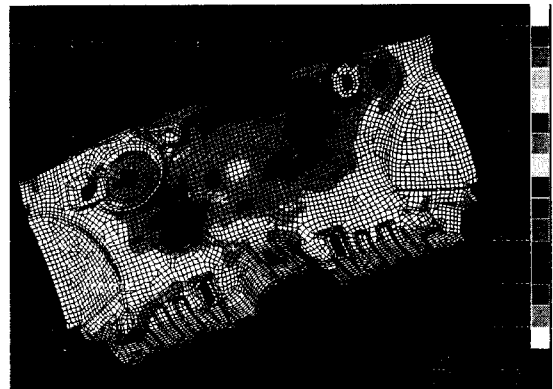
(a) Frequency range 22.4~45 Hz



(c) Frequency range 90~180 Hz



(b) Frequency range 45~90 Hz



(d) Frequency range 180~355 Hz

Fig. 1 Contour plot of averaged ESE percent of total in the frequency range of 1/1 octave band

폭을 갖는 진동이 주요 문제가 된다. 따라서 다양한 방법을 고안할 수 있겠지만 본 연구에서는 1/1 옥타브 밴드를 기준으로 ESE 백분율에 대한 평균값을 취하도록 한다.

그런데 각 모드별 ESE 백분율을 고려하는 과정에서 어느 정도의 주관적인 판단이 필요하다. 즉, 해석 대상 대쉬 패널의 모드 특성상 모든 모드에 대해 고려할 필요는 없다. 어떤 진동 모드는 매우 국부적인 위치에서만 발생하므로 이를 전체적인 계산과정에 반영할 필요는 없는데, 이러한 과정에서 설계자의 판단이 필요하다. 이와 같은 방법으로 구해진 결과가 Fig. 1에 제시되어 있다.

Fig. 1의 결과를 기초로 각 주파수 영역별 제진재 부착 위치를 결정한다. 제진재의 부착 범위를 결정하기 위해서는 필터링 기능을 이용하여 ESE 백분율 평균값이 큰 요소들을 추출하면 되나, 이러한 과정에서 제진재의 형상이 매우 복잡하게 되거나 현실성이 없게 결정되어 양산과는 거리가 멀어질 수 있기 때문에 작업성과 원가적인 측면을 고려하여 적절하게 선정해야 한다.

선정된 예로서 Fig. 2와 같은 결과를 얻었다. 그림에서 (a)는 주파수 영역 22.4~45 Hz 범위의 진동을 감소시키기 위한 제진재 부착 위치의 제안 형상이다. (b)와 (c)는 각각 주파수 영역 90~180 Hz, 180~355 Hz에 대한 제안 형상이다. 그런데 주파수 영역 45~90 Hz 범위에서는 Fig. 1의 (b)에서와 같이 특별히 고려할 만한 위치를 제안할 필요가 없으므로 생략하였다. (d)는 주파수 영역 90~355 Hz 즉 (b)와 (c)의 경우를 합한 제진재 부착 위치의 제안 형상이다. (d)에서는 저주파수 영역인 22.4~45 Hz의 경우는 제외하였는데, 비구속층 감쇠의 특성상 저주파수에서는 감쇠 효과를 기대할 수 없기 때문이다.

2.4 주파수응답 해석

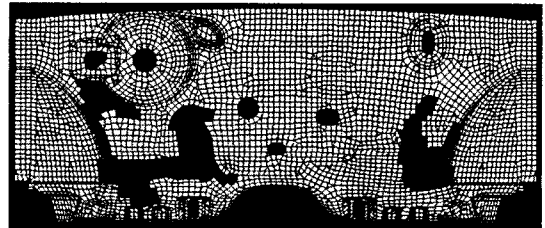
제안된 3종류(Case 2, 3, 4)의 제진재가 적용된 대쉬 패널 어셈블리와 SPCC 강판으로 된 대쉬 패널 어셈블리에 대해 주파수응답 함수를 구해서 상호 비교 검토를 한다. 주파수응답 함수를 구하기 위해 MSC/NASTRAN을 이용하였으며, 총 4종류의 유한 요소 모델에 대해 해석을 실시하였다.

주파수응답 함수는 direct frequency analysis (SOL 108)를 이용하여 400 Hz의 주파수 영역까지 해

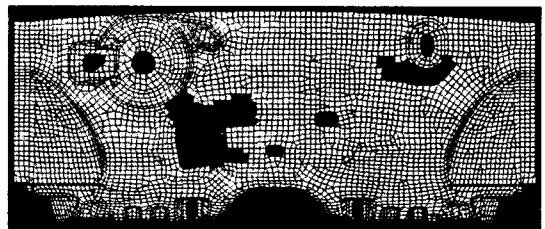
석을 실시하였으며, Table 1에 제시된 바와 같이 제진재의 주파수에 따른 비선형성을 고려하기 위해서 SDAMPING 명령어를 사용하여 해석을 실시하였다⁽¹²⁾.

가진력 입력점은 Fig. 3과 같이 패널 어셈블리 하단의 프레임 부분으로 선정하였는데 비교적 강성도가 큰 부분이므로 가진 시켰을 경우 전체 구조물을 가진 시키는데 효과적이다.

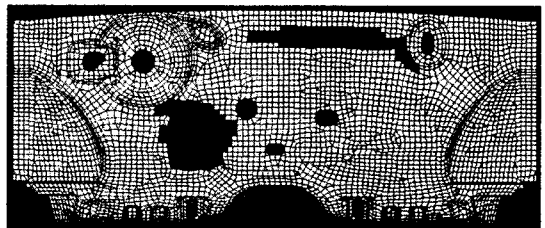
출력점은 4개의 노드를 선정하였으며, 특별히 의미가 있는 지점은 아니며, 주파수응답을 분석하기



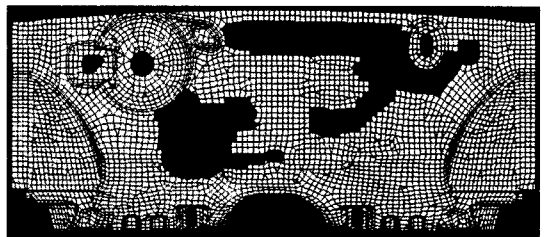
(a) Case 1 : Frequency range 22.4~45 Hz



(b) Case 2 : Frequency range 90~180 Hz



(c) Case 3 : Frequency range 180~355 Hz



(d) Case 4 : Frequency range 90~355 Hz
(Case 2 + Case 3)

Fig. 2 Proposed location and size of damping treatment

위해 선정하였다. 경계조건은 자유상태이고, 주파수 응답 함수는 $\text{mobility}(\text{velocity}/\text{force})$ 이다. 가진력 입력점은 그림에서 화살표로 표시된 노드이며 가진력은 $\text{force}(\text{frequency dependent load})$ 이다. 속도 출력점은 노드 7999, 12111, 21926, 22107이다.

Fig. 4에 출력 노드 22107에서의 주파수응답 함수로서 $\text{mobility}(20\text{Log}|V/F|, \text{ref}: 1\text{ m/s/N})$ 를 구한 결과가 제시되어 있다. (a), (b), (c)는 각각 제진재가 부착되지 않은 SPCC 강판 대쉬 패널의 mobility와 제안된 제진재 부착위치 Case 2, Case 3, Case 4의 mobility를 비교한 결과이다.

전체적으로 볼 때 주파수 100 Hz까지는 제진재의 제진 효과가 거의 나타나지 않는다. 이는 비구속층 감쇠의 특성상 저주파수 영역에서의 제진효과가 없음을 나타낸다. 제진재의 제진 효과는 최소한 100 Hz 이상에서 반영되기 시작하며, 특히 (c)에서 Case 4의 제진 성능은 매우 우수하게 나타나고 있다. 물론 Case 4의 경우 넓은 주파수 범위의 진동 성분을 제진하기 위해서 가장 많은 양의 제진재를 사용했기 때문이라고 생각할 수도 있으나, 물리적으로 타당성 있는 가정을 하고 이를 해석을 통해서 얻은 결과로서는 매우 의미 있는 결과이다. 그리고 Case 3의 경우가 Case 2의 경우 보다 200 Hz 이상의 주파수 영역에서 제진효과가 우수함을 알 수 있다. (d)는 SPCC, Case 2, Case 3, Case 4의 각각의 경우에 대해 구한 Mobility를 1/1 옥타브 밴드에서 평균값을 구하고 이를 중심주파수에 대해서 플롯한 결과이다.

주파수가 높아질수록 제진효과가 증가함을 알 수 있는데, 이 결과는 제진재 부착 위치를 주파수 대역별로 선정하는 방법의 물리적 타당성을 잘 나타낸다고 할 수 있다. SPCC와 비교할 때 Case 4는 중심

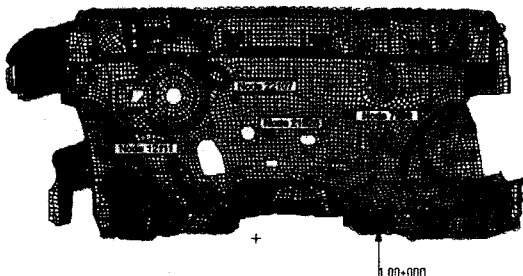
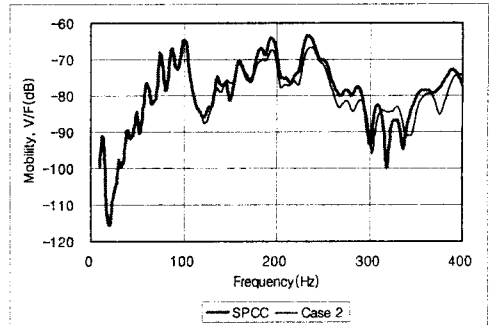
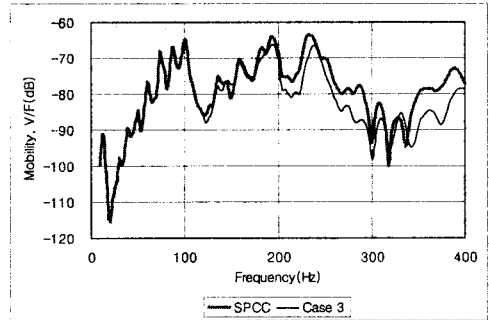


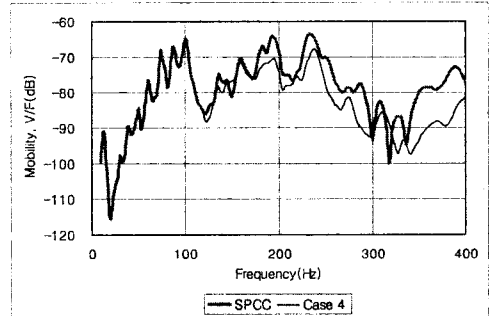
Fig. 3 Finite element model of dash panel assembly



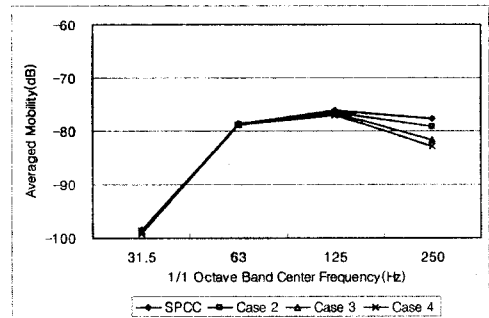
(a) Mobility of SPCC panel and Case 2 panel



(b) Mobility of SPCC panel and Case 3 panel

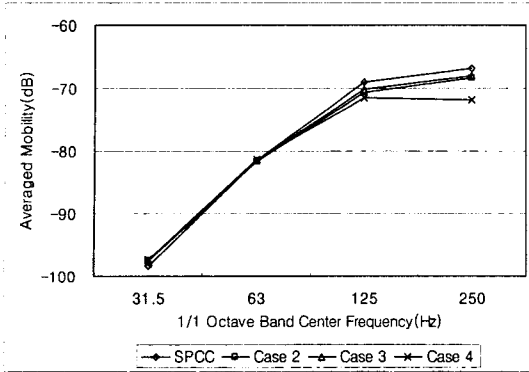


(c) Mobility of SPCC panel and Case 4 panel

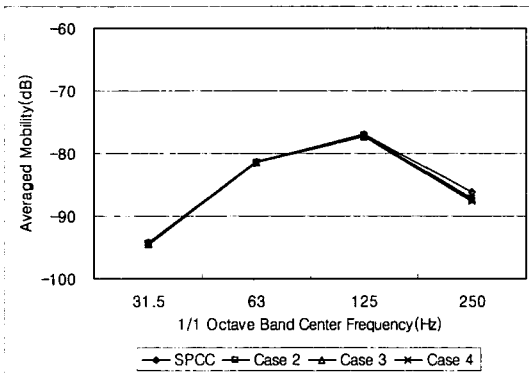


(d) Averaged mobility of panels

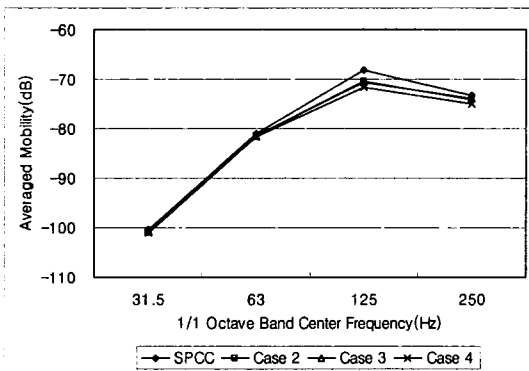
Fig. 4 Mobility of output node 22107 and 1/1 octave band frequency-space averaged mobility of panels



(a) Output node 7999



(b) Output node 12111



(c) Output node 21926

Fig. 5 1/1 octave band frequency-space averaged mobility of panels

주파수 125 Hz에서 0.8 dB, 중심주파수 250 Hz에서 5.2 dB 작은 값을 갖는다.

Fig. 5에 출력 노드 7999, 12111, 21926에 대해서 구한 mobility를 1/1 옥타브 밴드에서 평균값을 구하고 이를 중심주파수에 대해서 플롯한 결과가 제시되어 있다. 주파수가 높아질수록 제진효과가 증가

Table 2 Difference of averaged mobility of damping treated panels for the SPCC bare panel

Node No.	Panel models	ΔM_{avg} at 125 Hz(dB)	ΔM_{avg} at 250 Hz(dB)
7999	Case 2	-1.6	-1.5
	Case 3	-1.3	-1.2
	Case 4	-2.5	-5.1
12111	Case 2	-0.1	-0.9
	Case 3	-0.3	-1.1
	Case 4	-0.3	-1.4
21926	Case 2	-2.2	-0.7
	Case 3	-2.4	-0.5
	Case 4	-3.5	-1.6
22107	Case 2	-0.3	-1.5
	Case 3	-0.5	-4.1
	Case 4	-0.8	-5.2

함을 알 수 있으며 Case 4의 경우가 가장 우수함을 알 수 있다.

Table 2에 SPCC 강판의 대쉬 패널 어셈블리에 대한 제진재가 부착된(Case 2, Case 3, Case 4) 대쉬 패널 어셈블리의 1/1 옥타브 밴드 별 Mobility 평균값의 차이가 중심주파수에 대해 제시되어 있다. 전체적으로 Case 4의 경우가 제진효과가 가장 우수하며 중심주파수 125 Hz에서는 Case 2와 Case 3의 제진효과에 큰 차이가 없으나, 중심주파수 250 Hz에서는 Case 2와 비교할 때 Case 3의 경우가 제진효과가 우수한 경향을 나타낸다.

3. 결 론

이 연구의 결과로서 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 구조의 진동을 감소시키기 위해서 비구속층 감쇠 방법을 사용할 경우, 구조의 모달 스트레인 에너지 분석과 스트레인 에너지 백분율 평균값을 이용하여 제진재 부착 위치를 합리적이고 효과적으로 결정할 수 있다.

(2) 실험적인 방법에 의존해서 구하는 제진재 부착 위치를 해석적으로 구하는 방법을 도입함으로써 경제적인 측면과 신뢰성 측면의 효과를 기대할 수 있다.

(3) 박판 구조물 또는 자동차 차체의 설계 단계에서 제진을 위한 설계도구로 사용할 수 있으므로 전

체 시스템의 개발기간 단축을 기할 수 있다.

참 고 문 헌

(1) Anning, C. and Yang, Q., 1999, "Simulating Low Frequency NVH of Damped Automotive Body Panels Using Frequency Dependent Properties", SAE 1999-01-1836.

(2) Hinne Bloemhof, 1995, "Optimization of Damping Treatment in the Car Design Process Using Advanced Simulation Techniques", SAE 951265.

(3) Anab, A. and Gregory, M. Goetchius, 1999, "Representation of Constrained/Unconstrained Layer Damping Treatment in FEA/SEA Vehicle System Models: A Simplified Approach", SAE 1999-01-1680.

(4) Lee, C. M. and Lee, J., 2002, "Vibration and Radiated Noise Analysis of Plate Covered with Damping Material", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 7, pp. 317~322.

(5) Taner, O., Anab, A. and Gregory, G., 1999, "Vibro-acoustic Behavior of Bead-stiffened Flat Panels: FEA, SEA, and Experimental Analysis", SAE

1999-01-1698.

(6) Ahid, D. N., David, I. G. J. and John, P. H., 1985, "Vibration Damping", John Wiley & Sons, Inc..

(7) Lee, D. H., 2005, "Optimal Treatment of Unconstrained Visco-elastic Damping Layer on Beam to Minimize Vibration Responses", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 7, pp. 829~835.

(8) Subramanian, S., Surampudi, R., Thomson, K. R. and Vallurupalli, S., 2003, "Optimization of Damping Treatment for Structure Borne Noise Reduction", SAE 2003-01-1592.

(9) Standard Method of Measuring Vibration-Damping Properties of Materials, ASTM E756-83.

(10) Lee, S. J., et al., 2001, "Development of Estimation Method of Dynamic Stiffness and Structure Borne Noise for Vehicle Panel with Damping Material", Yonsei University.

(11) Grant, S., 1997, "MSC/NASTRAN Basic Dynamic Analysis User's Guide Ver 69", The MacNeal-Schwendler Corporation.

(12) David, N. H., 1997, "MSC/NASTRAN Advanced Dynamic Analysis User's Guide Ver 70", The MacNeal-Schwendler Corporation.