

<논 문>

주파수응답함수의 부분구조합성법을 이용한 차 실내소음 예측
Vehicle Interior Noise Analysis Using Frequency Response Function
Based Substructural Method

허 덕 재* · 박 태 원**

Deog Jae Hur and Tae Won Park

(2000년 12월 8일 접수 ; 2001년 6월 25일 심사완료)

Key Words : Substructural Analysis (부분구조합성법), Hybrid Model (혼합 모델), Transfer Path Analysis (경로분석), Excitation Force Identification (기진력 추정)

ABSTRACT

This paper presents the simulation methodology of the interior noise of vehicle using the frequency response function based hybrid modeling of the system which consists of multi-subsystem models obtained by the test or analysis. The complex systems such as a trimmed body of high modal density and a powertrain were modeled by using experimental data, and a sub-frame of a vehicle of low modal density was modeled by finite element data. Modeling of the whole system was executed and validated in the two stages. The first stage is combining the trimmed body and the sub-frame, and the second stage is attaching the powertrain, which is a exciting source, to the combined model of the first stage. The input force to the system was modeled as an equivalent force in the virtual space, which was obtained from impedance method using the FRFs of the powertrain and the responses. The interior noise predicted by the proposed method was very close to the direct measurement, which showed feasibility of the proposed modeling procedure. Since the methodology is easily applied to both the transfer path analysis of structure-borne noise and the analysis of noise contribution of a sub-system, it is expected to be a strong tool for design change of a vehicle in the earlier stage.

1. 서 론

차량의 고출력 및 경량화 추세와 아울러 개발기간의 단축과 고품질화에 따른 저소음진동의 문제가 최근에 활발히 연구되고 있다. 과거에는 차량의 개발시 시험제품이 제작되고 이에 대한 NVH 성능을 평가하여 문제시되는 진동 소음에 대하여 대처하는 방법이 일반적이었다. 한편 경계요소 및 유한요소 해석방법의

발전에도 불구하고 NVH 성능 예측은 중고주파수 대역의 정확도에 대한 취약점을 갖고 있는 것이 사실이다. 또한 대부분의 복잡한 구조물은 부품이나 부분구조물의 조립에 의하여 얻어지며 이것은 서로 다른 시간과 위치 및 엔지니어링 그룹에서 설계되어진다. 그러므로 가능하면 독립적으로 설계 및 수정을 할 수 있으려면 보다 정확한 전체 시스템의 성능 및 시스템의 거동을 예측할 수 있는 방법이 요구되어진다. 이러한 전체 시스템의 응답은 각각의 요소들에 대한 동적인 특성을 적절히 연성하여 얻을 수 있으며, 각각의 요소들이 전체 시스템에 미치는 영향을 파악하고 설계변수를 수정할 수 있는 동시 공학적 해석방법이 요구된다. 따라서 90년대 들어 주파수응답함수를 기

* 정회원, 아주대학교 대학원, 고등기술연구원
E-mail : djhur@iae.re.kr
Tel : (031) 330-7436, Fax : (031) 330-7117

** 정회원, 아주대학교 생산공학과

초로 하여 실험모델과 해석모델을 접목한 혼합모델 (hybrid modeling)을 이용하여 시스템의 응답을 예측하는 분석방법이 많이 연구되어 왔다. 이들 연구의 대부분은 부분구조합성법의 맥락으로 이루어지고 있다. 이러한 이론을 차량에 적용하기 위한 시도는 1990년대초 NedCar의 구조해석팀에서 간단한 구조물에 적용하고 검증하기 시작하여 점차 복잡한 시스템으로 확장되고 있다.⁽¹⁾ Steyer와 Lim은 새기와 차체의 동적 연성을 무시한 개선된 동적 임피던스 방법을 사용하여 차량 진동 소음 해석의 적용성에 대한 연구 결과를 발표하였다.^(2,3) Huizinga는 차량 엔진 마운트의 모델링 기법에 적용하여 발표하였고, Wyckaert 등은 도로소음에 대한 진동-소음 최적화를 위한 서스펜션과 차체 모델을 사용하여 해석하였다.^(4,5) Ferreira와 Ewins는 하모닉 밸런스 방법을 이용한 비선형 연성에 대한 해석 방법을 제시하고 있다.⁽⁶⁾

본 논문에서는 위의 이론적 배경을 바탕으로 파워 트레인으로부터 차실 내에 전달되는 구조기인 소음을 예측하는 시스템적 과정을 주파수응답함수에 기초한 부분구조합성법을 이용하여 해석과 실험 모델을 혼합한 방법을 적용한 차실내 소음예측에 관한 연구내용을 기술하였다. 차량 시스템의 해석모델의 구성은 전달경로를 근간으로 파워트레인과 이를 지지하는 서브프레임 그리고 차체의 세 개의 부분구조로 나누어 구성하였다.

또한 엔진에 의한 구조기인소음을 해석하기 위하여 엔진 기진력을 측정된 진동 응답으로부터 가상의 입력 점에 대한 등가의 기진력을 치환하여 사용하였다. 해석은 세 개의 부분구조의 합성과정을 두 단계로 나누어 실행하였다. 먼저 서브프레임과 차체를 부분구조로 하여 합성했을 때의 전체 주파수응답함수를 예측하고, 서브프레임의 전달비의 고찰을 수행하였다. 위에서 구성된 모델에 파워트레인을 합성하여 전체의 시스템에 대한 모델을 구성하여 실내소음 예측을 수행하였다. 또한 전달경로분석의 기여도 분석의 그래픽 처리방법의 보안을 좌표변환을 통하여 보완하였으며, 이를 이용 각각의 부분구조의 영향도를 분석하여 개선방안을 추정할 수 있었다. 또한 황우석등은 차량실내소음 예측에 실험과 해석모델을 혼합하여 2개의 부분구조 모델을 사용하여 결과를 발표하고있으나 경로 분석과 결과예측의 불일치함을 보이고 있으며, 이를 상반의 원리로 설명하고 있다.⁽⁷⁾ 그러나 본 논문에서는 매우 잘 일치하여 나타나고 있다.

2. 이론적 배경

2.1 부분구조합성법

주파수응답함수를 이용한 부분구조합성에서는 각각의 부분구조물에서의 주파수응답함수로부터 합성된 구조물의 전체 주파수응답함수를 예측한다.⁽⁶⁾

일반적인 부분구조물의 정식화 과정을 이론적으로 간단히 고찰하면 아래와 같다. 부분구조 A와 B가 있다고 가정하면 각각의 부분구조물의 응답과 입력과의 관계는 식 (1), (2)와 같이 된다.

$$\begin{pmatrix} x_{oa} \\ x_{ca} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{oaia} & H_{oaca} \\ H_{caia} & H_{caca} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} f_{ia} \\ f_{ca} \end{pmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} x_{ob} \\ x_{cb} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{obib} & H_{obcb} \\ H_{cbib} & H_{cbcb} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} f_{ib} \\ f_{cb} \end{pmatrix} \quad (2)$$

여기서 ca, cb : 부분구조 A와 B의 연결지점

oa, ob : 부분구조 A와 B의 응답지점

ia, ib : 부분구조 A와 B의 입력지점

이때 합성된 전체 구조물의 응답은 다음의 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} X_{oa} \\ X_{ca} \\ X_{cb} \\ X_{ob} \end{pmatrix}^C = \begin{bmatrix} H_{oaia} & H_{oaca} & H_{oacb} & H_{oaib} \\ H_{caia} & H_{caca} & H_{cacb} & H_{caib} \\ H_{cbia} & H_{cbca} & H_{cbcb} & H_{cbib} \\ H_{obia} & H_{obca} & H_{obcb} & H_{obib} \end{bmatrix}^C \begin{pmatrix} F_{ia} \\ F_{ca} \\ F_{cb} \\ F_{ib} \end{pmatrix}^C \quad (3)$$

부분구조 A와 B의 연결부위에서의 평형조건은 다음 식 (4)와 같다.

$$f_{ca} + f_{cb} = F_{ca} = F_{cb}, F_a = f_{ia}, F_{ib} = f_{ib} \quad (4)$$

또한 부분구조의 연결부위에 가해지는 전체 힘은 외력(F)과 내력(f)에 의하여 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} f_{ca} &= F_{ca} + f_{cai} = F_{ca} - f_{cbi} \\ f_{cb} &= F_{cb} + f_{cbi} \end{aligned} \quad (5)$$

그리고 두 구조물의 연결 조건에 따라 Compatibility condition은 강체 연결의 경우 식 (6)과 같으며, 탄성체로 연결된 경우 식 (7)과 같다.

$$X_{oa} = x_{oa}, X_{ob} = x_{ob}, x_{ca} - x_{cb} = 0 \quad (6)$$

$$x_{ca} - x_{cb} = \frac{-f_{cai}}{K_S} = \frac{f_{cbi}}{K_S} \quad (7)$$

식 (1), (2)와 식 (4)~(7)의 관계로부터 다음과 같이 부분구조의 연결지점에 작용하는 내력을 외력의 함수로 표현할 수 있다.

$$f_{cbi} = [H_{caca} + H_{cbcb} + [K_S]^{-1}]^{-1} (H_{caia}F_{ia} + H_{caca}F_{ca} - H_{cbcb}F_{cb} - H_{cbib}F_{ib}) \quad (8)$$

그러므로 식 (5)와 식 (8)을 이용하여 결합된 구조물의 응답 X_{oa} 와 외력을 부분구조에서의 주파수응답함수로 표현하면 다음과 같다.

$$X_{oa} = H_{oia}F_{ia} + H_{oaca}\{F_{ca} - Ker^{-1}(H_{caia}F_{ia} + H_{caca}F_{ca} - H_{cbcb}F_{cb} - H_{cbib}F_{ib})\} \quad (9)$$

여기서 $Ker = [H_{caca} + H_{cbcb} + [K_S]^{-1}]$

X_{ca} , X_{cb} , X_{ob} 의 경우도 같은 방법으로 유도하고, 출력 자유도가 입력자유도를 포함하는 경우 행렬식으로 정리하면 식 (10)과 같이 표현된다.

$$\begin{pmatrix} X_{oa} \\ X_{ca} \\ X_{cb} \\ X_{ob} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_{oia} & H_{oaca} & 0 & 0 \\ H_{caia} & H_{caca} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_{cbcb} & H_{cbib} \\ 0 & 0 & H_{obcb} & H_{obib} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{ia} \\ F_{ca} \\ F_{cb} \\ F_{ib} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} H_{oaca} \\ H_{caca} \\ -H_{cbcb} \\ -H_{obcb} \end{pmatrix} * [H_{caca} + H_{cbcb} + [K_S]^{-1}]^{-1} * \begin{pmatrix} H_{oaca} \\ H_{caca} \\ -H_{cbcb} \\ -H_{obcb} \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} F_{ia} \\ F_{ca} \\ F_{cb} \\ F_{ib} \end{pmatrix} \quad (10)$$

부분구조 A에 입력이 가해지고 부분구조 B에서의 응답에만 관심이 있는 경우, 식 (10)은 식 (11)와 같이 쉽게 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \{X_{ob}\} &= [H_{obib}^c]\{F_{ia}\} \\ &= [H_{obcb}][H_{caca} + H_{cbcb} + [K_S]^{-1}]^{-1}[H_{caia}]\{F_{ia}\} \end{aligned} \quad (11)$$

한편, 전달 경로 분석의 관점에서 고찰하면, 응답점의 소음은 소음 전달 함수와 경로의 전달력으로 아래와 같은 수식적 관계를 갖게된다.

$$\{p\} = [H_{io}]\{f_i\} \quad (12)$$

식 (12)의 소음 전달함수인 $[H_{io}]$ 는 $[H_{obcb}]$ 과 같고 f_i 는 $[H_{caca} + H_{cbcb} + [K_S]^{-1}]^{-1}[H_{caia}]\{F_{ia}\}$ 과 같게 된다. 따라서 전달함수를 이용한 부분구조 결과 식 (11)의 해석 단계를 분해하면 전달 경로 분석을 수행할 수 있다.

2.2 전달경로법의 기여도 가시화

경로분석은 하나의 기준신호(회전수, 주파수)에 대하여 평면상의 벡터를 구성하고 이를 바탕으로 평가하거나, 기여도 분석으로 기준 신호에 대한 각각의

경로에 대한 결과를 벡터 크기량으로 표현하는 방법이 보편화되어있다. 그러나 이 방법은 위상 정보가 없이 크기만으로 평가하기 때문에 왜곡된 정보를 제공할 수 있다. 따라서 최종 결과 벡터에 대한 기여도 분석은 최종 결과 벡터의 허수부와 실수부로하는 축에 대한 평면에서 각각의 경로 벡터를 표현하고 실수부의 크기를 평가하면 실제 민감도가 반영된 기여량이 된다. 또한 평가방법으로는 실수부의 크기를 기준 신호와 변수에 대하여 표현함으로 3차원적 가시화가 가능하여 종합적인 분석이 가능하다. 위의 관계를 수식적으로 고찰하면 최종 결과 벡터와 평면을 구성하는 축과의 교각은 식 (13)과 같이 표현되며, 이 값은 좌표축 회전의 기준 각이 된다.

$$\theta_j = \tan^{-1} \left(\frac{Im(\vec{R}_j)}{Re(\vec{R}_j)} \right) \quad (13)$$

$$\vec{R}_j = \sum_{i=1}^n \vec{r}_{ij} \quad (14)$$

여기서 θ_j : 최종 결과 벡터와 평면축 실수부와의 교각, $Re(\vec{R}_j)$, $Im(\vec{R}_j)$: j 기준 신호에 대한 결과 벡터의 실수부와 허수부, \vec{r}_{ij} : j 기준 신호에 대한 경로 i 의 기여벡터

식 (13)에서 구한 각도를 각각 경로에 대한 기여 벡터(\vec{r}_{ij})에 대하여 좌표 변환을 수행하면 식 (15)과 같이 된다.

$$\vec{r}_{ij}^r = \begin{bmatrix} \cos \theta_j & \sin \theta_j \\ -\sin \theta_j & \cos \theta_j \end{bmatrix} \cdot \vec{r}_{ij} \quad (15)$$

식 (15)의 실수부의 합은 최종 결과 벡터의 크기와 같게 된다.

$$\vec{R}_j = \sum_{i=1}^n Re(\vec{r}_{ij}^r) \quad (16)$$

식 (16)의 결과를 고찰하여 보면 각각의 경로에 대한 실수부의 크기가 각각의 경로의 기여도가 됨으로 1차원적 비교가 가능하다. 따라서 각각의 경로에 대한 변수, 기준 신호 그리고 실수부의 크기를 양(+)과 음(-)의 기여도로 3차원적으로 표현 가능하며 기준 신호의 전체적인 기여도 맵을 구성할 수 있다. 따라서 이를 바탕으로 전 엔진 회전수에 대한 종합적인 기여도 분석이 가능함을 차량에 적용하여 보였다.

2.3 엔진 기진력의 평가

차량 운행중의 엔진 기진에 의한 실내소음을 예측

하기 위해서는 엔진 기진력의 평가가 매우 중요하다. 그러나 엔진 내의 연소에 의한 폭발력과 각종 마찰에 의한 힘들을 직접 측정하기란 현실적으로 거의 불가능하므로 간접적으로 예측할 수밖에 없는 것이 현실이다.

가진원의 힘을 측정하기 위한 시도는 오래 전부터 지속되어 왔으며 가장 많이 쓰이는 방법이 주파수 응답함수와 운행 중의 응답을 기초로 힘을 계산하는 것이다. 입-출력계에 대한 기본 시스템 방정식은 다음과 같다.

$$S_y = H \cdot S_f \quad (17)$$

여기서, S_y : 계의 응답의 스펙트럼

H : 주파수응답함수

S_f : 계의 입력의 스펙트럼

위의 식으로부터 특이치 분해를 이용한 의사 역행렬을 통하여 다음과 같이 직접 힘을 구할 수 있다.

$$S_f = H^+ \cdot S_y \quad (18)$$

위의 계산 과정에서 사용된 측정점의 선정은 특이치 분해와 부분 코히어런스(partial coherence)을 사용하여 최소화하였다.⁽⁸⁾

3. 구조기인 해석 모델

전달함수를 기초한 부분구조합성법의 혼합모델을 사용하여 차실내 구조기인소음을 해석하기 위하여 다음과 같은 방법으로 부분구조 모델을 구성하였다. 부분구조 A는 기진력을 포함하는 부분구조물로 엔진과 파워트레인으로 구성하였다. 부분구조 B는 부분구조

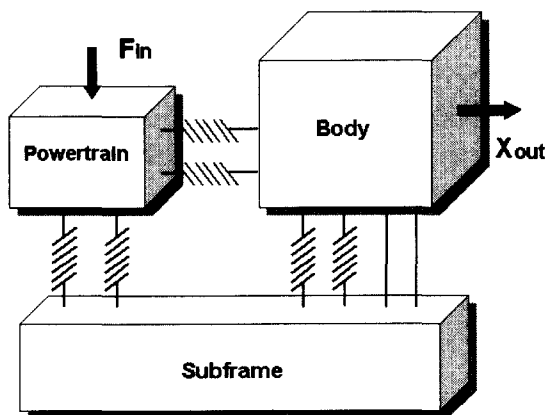


Fig. 1 System model for structure borne noise analysis

Table 1 MAC matrix between the mode from initial F.E. analysis and modal test

MAC Matrix		Test					
		Fre. (Hz)	159.5	170.1	219.5	273.1	302.2
F. E. M.	157.8	0.77	0.01	0.05	0.00	0.00	0.04
	177.5	0.01	0.81	0.04	0.02	0.01	0.07
	239.9	0.05	0.04	0.66	0.30	0.00	0.01
	263.1	0.00	0.02	0.30	0.28	0.15	0.03
	285.6	0.00	0.01	0.00	0.15	0.64	0.00
	312.8	0.04	0.07	0.01	0.03	0.00	0.04

Table 2 MAC matrix between the mode from updated F.E. analysis and modal test

MAC Matrix		Test					
		Fre. (Hz)	159.5	170.1	219.5	273.1	302.2
F. E. M.	157.8	0.86	0.00	0.05	0.01	0.00	0.04
	177.5	0.00	0.88	0.03	0.01	0.02	0.05
	239.9	0.05	0.03	0.61	0.14	0.00	0.02
	263.1	0.01	0.01	0.14	0.51	0.01	0.03
	285.6	0.00	0.02	0.00	0.01	0.87	0.00
	312.8	0.04	0.05	0.02	0.03	0.00	0.76

A를 지지하는 서브프레임으로 구성하고, 부분구조 C는 차실내 구조소음을 응답으로 하는 차체로 구성하였다. 이들의 개략적인 구성도는 Fig. 1과 같다. 부분구조 A는 부분구조 B와 두 개의 연결점에서 고무 마운트로 연결되고, 부분구조 C와 두 개의 연결점에서 고무 마운트와 유압봉입 마운트로 연결되어 있다. 따라서 파워트레인은 4개의 지점 12자유도로 연결되어 있다. 또한 부분구조 B와 C는 4개의 지점에 12자유도로 고무 부쉬와 볼트에 의하여 연결되었다. 따라서 총 연결자유도는 24자유도가 된다.

모델 구성을 위한 기본데이터 구성은 아래와 같다. 부분 구조 B는 모델링이 간단하고 설계변경이 용이하여 해석적 모델을 선택하였다. 유한요소 모델의 정확한 구성을 위하여 실제 모달 실험 결과와 비교하여 검증하고 모달 데이터를 이용하여 유한요소 모델을 개선하였다. 개선 전과 개선 후의 실험 데이터와의 크로스맥(XMAC)값은 Table 1, 2와 같이 나타나고 있다. Table 2에서 나타난 바와 같이 유한요소 모델의 정도를 상당히 향상시켰다. 또한 개선된 모델의 전달 함수의 추출은 개선된 모델을 이용하여 모달 중

첩의 원리를 사용하였으며, 모드 절삭에 의한 오차를 줄이기 위하여 동적 보정방법을 적용하여 부분구조 B의 전달함수행렬(12×12)을 추출하였다.⁽⁹⁾ 부분구조 C에 대해서는 마운팅 지점간의 전달함수와 응답점간의 소음 전달 함수를 측정하여 모델을 구성하였다. 또한 부분구조 A에 대해서는 가상의 입력점과 연결점의 전달함수와 연결점간의 전달함수를 측정하여 각각의 부분구조 모델을 구성하였다. 부분구조 A와 C에 대한 전달함수의 측정은 각각의 부분구조에 대하여 임팩트 해머 가진에 의한 주파수 응답함수를 측정하였다. 측정시 마운트의 연성 효과를 최소화하기 위하여 가능한 마운트 강성의 주축 방향을 측정 좌표로 선정하고, 체결 볼트 및 부가 질량에 의한 국부적인 강성의 영향을 최소화하기 위하여 지그를 제작 부착하고 실험을 수행하였으며, 외부소음의 영향을 줄이고 자 완전무향실 내에서 측정하였다.

이들을 이용하여 전체 시스템의 해석 모델은 두 단계를 통하여 수행하였다. 먼저 부분구조 B(차량의 엔진과 현가장치를 지지하는 서브프레임)과 부분구조 C(차체)를 합성하여 부분 구조 A와 모델합성에 필요한 파워트레인과 각각 연결점과 응답점에 대한 주파수 응답함수를 계산하고 모델화 하였다. 다음으로 앞에서 구성된 모델과 부분구조 A(파워트레인)를 합성하여 전체 모델을 구성하고 이를 이용하여 실내소음을 예측하였다. 또한 해석의 필수 요소인 입력에 대해서는 이론적 배경에서 기술한 바와 같이 식 (17)을 이용하여 가상 입력점을 설정하고 엔진의 기진력을 계산하였다.

4. 구조기인 소음 해석 결과

구조소음 해석의 수행은 실측 데이터를 기준으로 단계별 검증을 통하여 수행하였다. 즉, 첫 번째 단계에서 부분구조 B와 C의 합성의 결과는 엔진 마운트의 연결점에서의 소음 전달함수를 측정된 데이터와 비교하여 모델의 타당성을 검증하였으며, Fig. 2에 나타났다. Fig. 2에서와 같이 소음전달함수의 해석치와 측정치가 매우 잘 일치하여 모델이 타당함을 알 수 있었다.

두 번째 단계로 합성된 전체의 모델은 입력의 타당성 검증을 수행하고 실내소음을 해석치와 실험치를 비교 검토하였다. 우선 입력에 대한 타당성은 전달 경로인 엔진 마운트의 진동 수준을 비교하여 Fig. 3

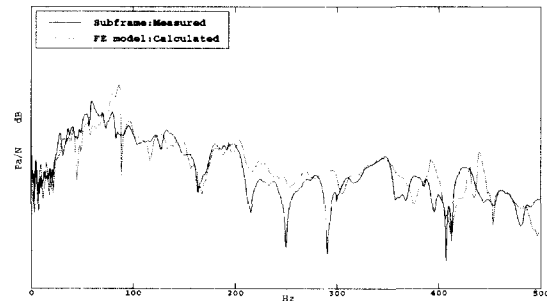
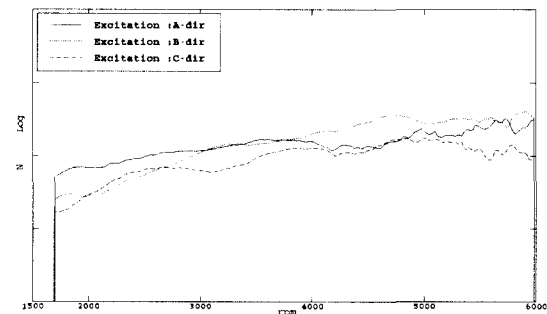
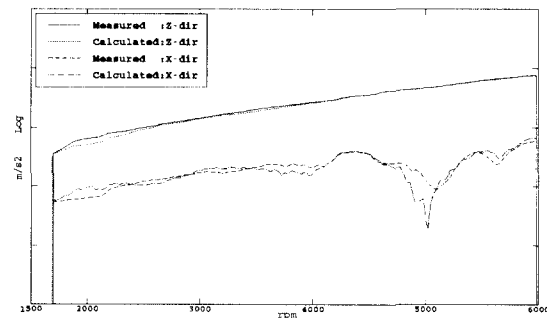


Fig. 2 Noise transfer function



(a) Estimated engine input force



(b) Engine mount vibration level

Fig. 3 Validation of engine force system modeling

에 나타났다. 그림에서와 같이 아주 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

또한 실내소음의 경우 실측치와 해석치의 비교는 Fig. 4에 나타났다. Fig. 4에서 나타난 바와 같이 형상은 매우 잘 일치하고 있으나 뒷좌석의 4000 rpm 이상 영역의 소음 수준이 약간 차이를 보이고 있다. 이러한 원인은 실험상의 오차와 해석상의 오차보다는 본 논문의 모델링상에 공기기인 소음에 대한 영향을 고려하지 않아 발생한 것으로 판단된다. 그러나 실내소음 개선의 관점에서 서브프레임과 각각의 마운트의

강성에 의한 영향 평가를 하고 개선 방향을 설정하는데는 큰 무리가 없는 모델로 판단된다.

이러한 가정 하에서 서브프레임에 연결된 엔진마운트를 통한 전달력이 서브프레임에 의하여 어떻게 전달되는가를 평가하기 위하여 엔진마운트 위치에서 부분구조 B 와 C의 연결점까지의 전달비를 계산하여 Fig. 5에 나타냈다. Fig. 5에서의 전달비와 경로분석 결과 서브프레임의 영향이 그다지 크지 않은 것으로 판단된다.

또한 전체 차량 시스템의 엔진마운트의 전달 경로에 대한 기여도 분석을 하여 영향 평가를 하였다. 식 (15), (16)에 의하여 해석한 결과는 각각의 기여량에 대한 주파수별 수준으로 Fig. 6, 7에 나타냈다. 또한 실내 뒷좌석의 3600 rpm 영역에서 발생하는 부밍 소음 개선의 방향을 설정하기 위해서 각각의 경로에 대한 실내소음의 기여도를 벡터 공간상에서 고찰하였으며, Fig. 8에 나타냈다. Fig. 6~8을 근간으로 전 엔진회전수 영역에서 실내소음에 영향을 주지 않고 있으며 3600 rpm 영역에서 양의 방향에 영향을 주는 차체에 연결된 오른쪽 마운트의 스프링 상수는 20% 낮추고, 거의 영향이 없거나 음의 방향의 영향을 주

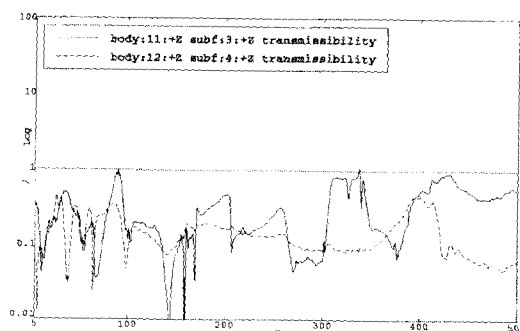


Fig. 5 Transmissibility of subframe

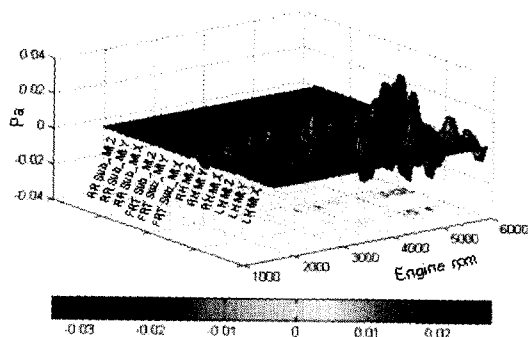


Fig. 6 Contribution map of rear seat center for engine mounts

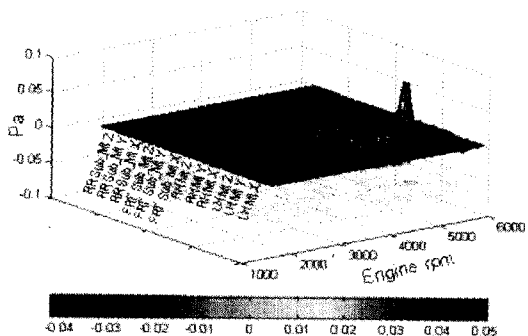
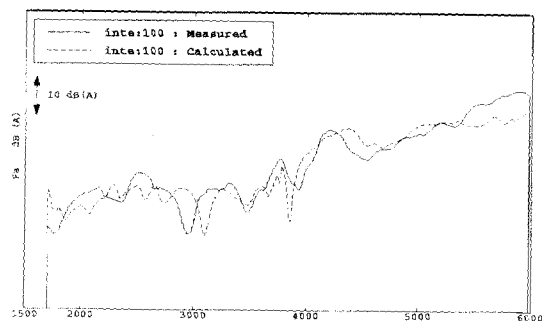
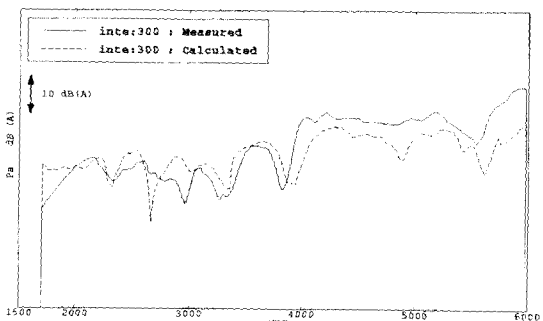


Fig. 7 Contribution map of front driver seat for the engine mounts



(a) Front seat interior noise



(b) Rear seat interior noise

Fig. 4 Comparison of interior noise level from analysis and experimental

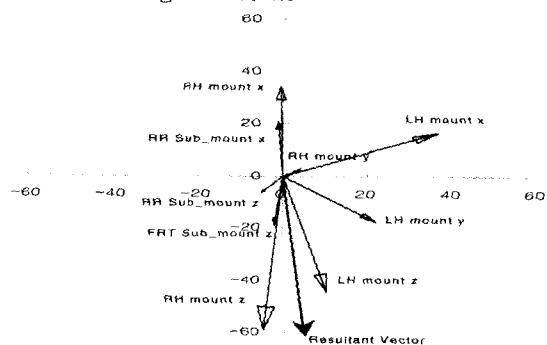
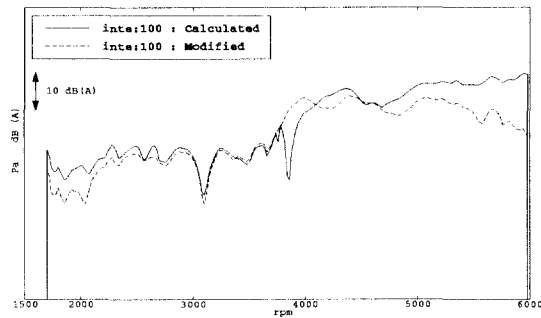
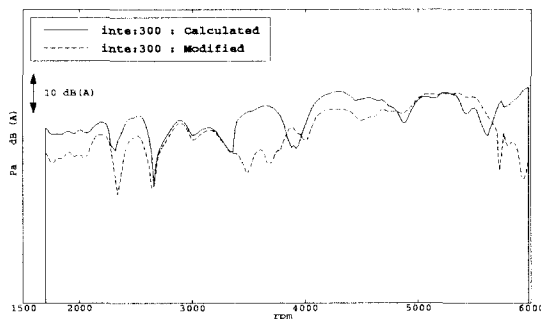


Fig. 8 Contribution vector plot of rear seat center position for engine mount paths at 3600 rpm



(a) Front seat interior noise level



(b) Rear seat interior noise level

Fig. 9 Predicted interior noise of modified system

는 서브프레임에 장착되는 마운트 스프링 상수를 30% 증가시켜 균형 있는 개선안을 도출하였다. 개선안에 대한 해석 결과는 Fig. 9에 나타냈다. Fig. 6~8에서 예측한 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

5. 결론

주파수 응답함수의 부분구조합성법을 이용한 실험 모델과 유한요소 해석 모델의 혼합 모델을 구성하여 차량 구조기인 실내소음을 해석하는 방법론의 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 3개의 부분구조의 합성을 단계적으로 처리함으로써 다중 분지의 부분구조계에 대하여 해석 방법을 단계적 절차에 의하여 해석할 수 있음을 보였다. 또한 해석에 의한 예측치와 실험치가 소음의 경향뿐만 아니라 수준까지도 잘 일치하고 있음을 보여 차량의 구조기인 소음해석의 응용에 그 타당성을 보였다. 또한 3개 부분구조의 합성 과정을 통하여 중간 단계의 서브프레임의 영향을 전달비를 계산하여 평가함으로써 설계 수정 변수 선정에 응용할 수 있었으며, 개선 해석 모델을 2개의 부분구조로 단순화 할 수 있었다.

둘째, 실내소음 개선 방향의 주요 변수 설정을 위

한 경로 분석 방법으로 최종 결과에 대한 민감도를 반영한 기여도와 엔진회전수, 변수를 한 평면상에서 분석할 수 있도록 가시화 하였다. 이 방법은 3차원적으로 엔진회전수 변화에 따른 변수별 기여도를 음과 양의 방향성 및 크기로 하는 평면상에 나타냄으로서 개선 목적에 따라 종합적인 분석을 가능케 했다. 또한 이 분석법을 변수 선정에 응용하여 마운트 동 스프링 계수를 개선 변수로 선정하고 해석한 결과 본 논문에서 제시한 기여도 분석법에 의한 경향 분석이 해석치와 잘 일치함을 알 수 있었다.

셋째, 등가 기진력을 전달함수에 의한 간접측정방법으로 입력모델을 구성한 결과 매우 정확한 결과를 얻을 수 있었다.

그리고 마지막으로 차량 개발시 기본 차체에 여러 종류의 엔진과 트랜스미션, 새시를 사용하여 조합될 때 주파수응답함수의 부분구조합성법은 기술적, 시간적, 경제적인 대응을 쉽게 할 수 있다.

참고 문헌

- (1) Huizinga, A. T. M. J. M., van Campen, D. H., 1997, "Application of Hybrid Frequency Domain Substructuring for Modelling an Automotive Engine Suspension", Transactions of the ASME, Vol. 119.
- (2) Glen C. Steyer and Lim, T. C., 1993, "Practical Considerations of Vehicle Noise and Vibration Simulation Using an Improved Dynamic Impedance Method", SAE Paper No 931313.
- (3) Lim, T. C., and Glen C. Steyer, 1991, "An Improved Numerical Procedure for The Coupling of Dynamic Components Using Frequency Response Functions", Proceedings of the 9th IMAC, pp. 902~908.
- (4) Wyckaert, K., McAvoy G., and Mas, P., 1996, "Flexible Substructuring Coupling Based on Mixed Finite Element and Experimental Models : A Step ahead of Transfer Path Analysis", Proceedings 14th IMAC, Michigan.
- (5) Wyckaert K., and Brughmans, M., Zhang C., and Dupont, R., 1997, "Hybrid Substructuring for Vibro-acoustical Optimization: Application to Suspension - Car Body Interaction", SAE Paper

No 971944.

(6) Ferreira, J. V., 1998, "Dynamic Response Analysis of Structures with Nonlinear Components", Imperial College of Science, Technology and Medicine, Ph.D Thesis.

(7) 황우석, 이두호, 2000, "전달함수를 이용한 차질 소음의 부분구조 해석," 한국소음진동공학회지 제 10 권 제 3 호, pp. 480~485.

(8) Bendat, J. S., 1980, "Modern Analysis Procedures for Multiple Input/Output Problems,"

Journal of the ASA, Vol. 68, pp. 498.

(9) Wyckaert, K., Xu, K. Q., Mas, P., 1997, "Using Frequency Response Function based Hybrid Substructuring Procedures : The Virtues of Static and Dynamic Compensation", 15th IMAC, Orlando.

(10) De Moor, B., 1993, "The Singular Value Decomposition and Long and Short Space of Noisy Matrices", IEEE Transactions on Signal Processing, Vol. 41, No. 9, pp. 2826~2838.