

# 하이브리드 모델을 이용한 파워트레인 가진에 의한 구조 기인 소음 예측

## Prediction of Powertrain Structure-borne Noise Using Hybrid Model

이상권†  
Sangkwon Lee

**Key Words** : Powertrain(파워트레인), Structure-borne noise(구조기인 소음), Transfer path analysis(전달경로해석), Dynamic stiffness(동강성), Vibro-acoustic transfer function(구조-음향 전달함수)

### ABSTRACT

This paper presents to predict the powertrain structure-borne noise which is primary resource of interior noise. As the first step, it is built up a hybrid powertrain model which is based on the real powertrain which is verified with static and dynamic properties. The methods for verifying are modal analysis and running vibration testing which are experimentally implemented. Based on the Hybrid powertrain component model, an initial predictive assembly model is simulated. As the second step, the characteristic transfer functions are measured that are dynamic stiffness of rubber mounts and vibro-acoustic transfer function based on the acoustic reciprocity. Several techniques utilizing special experimental devices have been proposed for this research. Finally, the structure-borne noise by powertrain will be predict and verify with dynamic simulation and experiment.

### 1. 서 론

자동차 개발 기술수준이 향상됨에 따라, 소비자들은 더욱더 완성도가 높은 차를 요구하고 있다. 특히 차량의 출시 주기가 짧아지고, 차량의 종류도 매우 다양해짐에 따라, 차량 진동 소음 기술은 차량의 성능을 가늠하는 중요한 요소로 부각되고 있다. 차량 실내에서 발생하는 소음은 전달 경로에 따라 구조기인 소음(Structure-borne noise)과 공기기인 소음(Air-borne noise)으로 나뉜다. 공기기인 소음은 주로 엔진 투과음, 흡배기 소음이 공기를 타고 직접적으로 실내로 유입된 경우이며, 구조기인 소음의 경우 소음의 원인은 매우 다양하고, 복잡하기 때문에 그 원인을 규명하는 것은 간단치 않다.<sup>(1)</sup> 더욱이 구조기인 소음의 원인 중, 파워트레인은 기여도가 큰 부품임에도 불구하고, 그 가진력을 정확하게 측정하는 것이 매우 어렵기 때문에, 이것을 정확히 추정한다면 차량 실내 소음을 효과적으로 저감시킬 수 있을 뿐 아니라, 소음 예측 기술을 개발할 수 있다.

따라서, 본 연구를 통해 파워트레인 하이브리드 모델을 이용하여 가진력을 추정하고, 진동 전달 경로상의 부품의 전달 함수를 측정하여, 최종적으로 차량 실내 소음을 예측함으로써, 연구개발 초기 단계에서 파워트레인의 가진력 해석의 피드백 작용을 가능하게 하였다.

---

† 교신저자; 인하대학교 기계공학과 교수  
E-mail : sangkwon@inha.ac.kr  
Tel : (032) 860-7305, Fax : (032) 874-7305

## 2. 하이브리드 전달 경로 해석(HTPA)

본 연구를 진행하기 위해 사용한 차량은 FF방식의 2WD 구동의 SUV이며, 파워트레인은 차량모델에 장착된 동일한 것으로, 디젤 4기통, 배기량 2200cc, 5단 오토트랜스미션으로 구성되어 있으며, 4점 횡치장착(4points transversely mount)되어 있다. Fig.1과 같이, 파워트레인은 마운트(E/G, F/R, T/M, R/R)에 의해 서브프레임과 차체에 지지되기 때문에, 이 4개의 마운트는 진동 전달 경로상의 핵심 부품이라 할 수 있다.

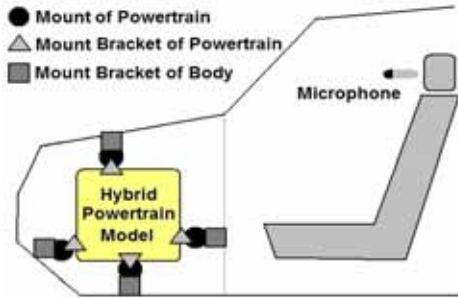


Fig.1 Layout for Powertrain mounted

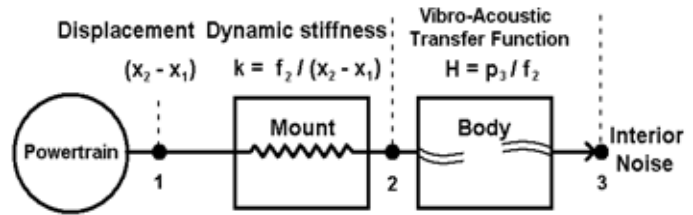


Fig.2 Classification paths of interior noise ( 1 : mount brackets of powertrain side, 2: mount brackets of body side, 3: driver ear position)

따라서 Fig.2와 같이 파워트레인의 진동 성분을 파워트레인 자체의 가진력, 파워트레인 마운트, 차체 및 패널과 같이 세 부분으로 나누어 고려해야 한다

### 2.1 파워트레인 하이브리드 모델

#### (1) 하이브리드 모델 제작

차량 실내소음의 주요한 요인인 파워트레인의 가진력을 얻기 위해, Fig.3과 같이 우선 파워트레인의 하이브리드 모델을 제작하였다. 파워트레인의 유한요소 모델에 실험적 모드해석을 통해 얻은 모달파라미터(modal parameter)를 입력하여 하이브리드 모델을 완성하였다. 실험적 모드시험을 통해 추출된 파워트레인 부품의 모달 파라미터는 하이브리드 모델의 정적특성을 반영하기 위한 입력데이터로 사용된다. 또한 유한 요소 해석모델의 검증방법은 질량, 고유진동수, 주파수 응답함수(frequency response function), 모드형상, MAC(modal assurance criterion)을 이용하였다.<sup>(2),(3)</sup>(Fig.3~5, Table1)



Fig.3 Modal testing of powertrain system

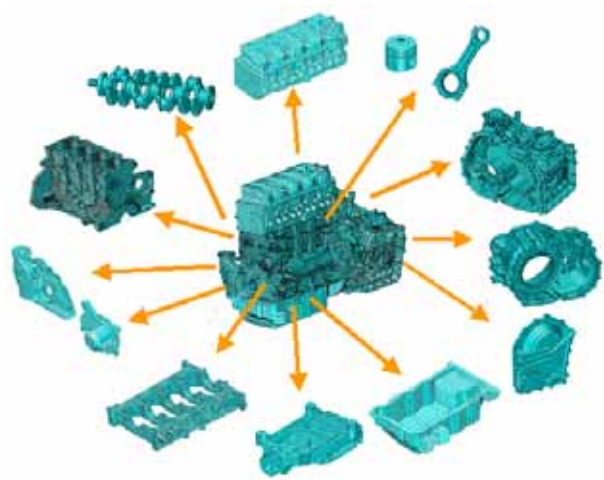


Fig.4 FE model of powertrain system

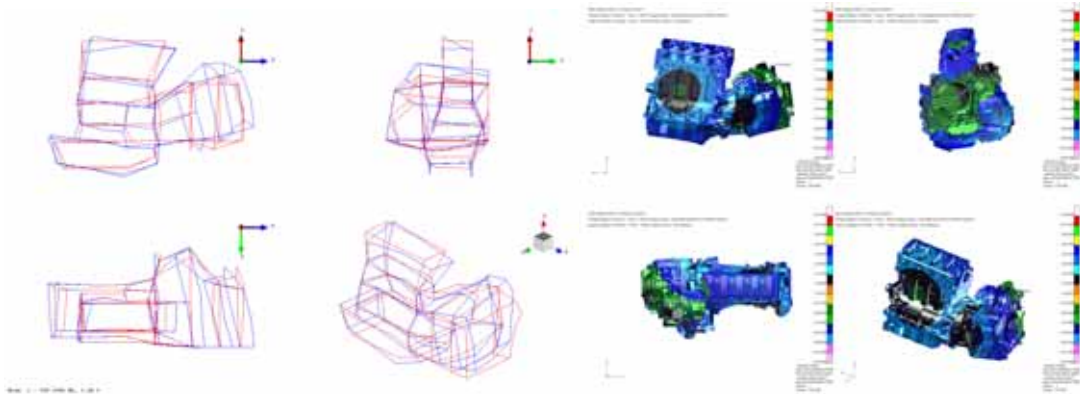


Fig.5(a) 1st mode- The first vertical bending mode

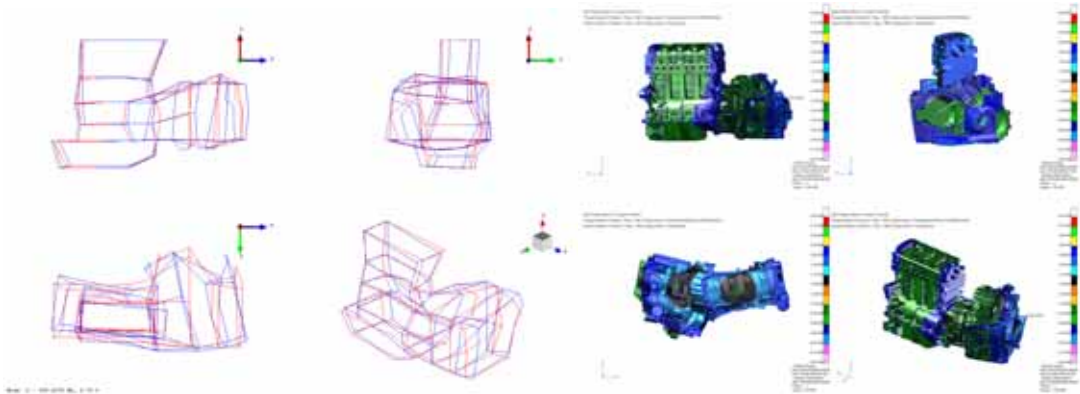


Fig.5(b) 2nd mode- The first horizontal bending mode

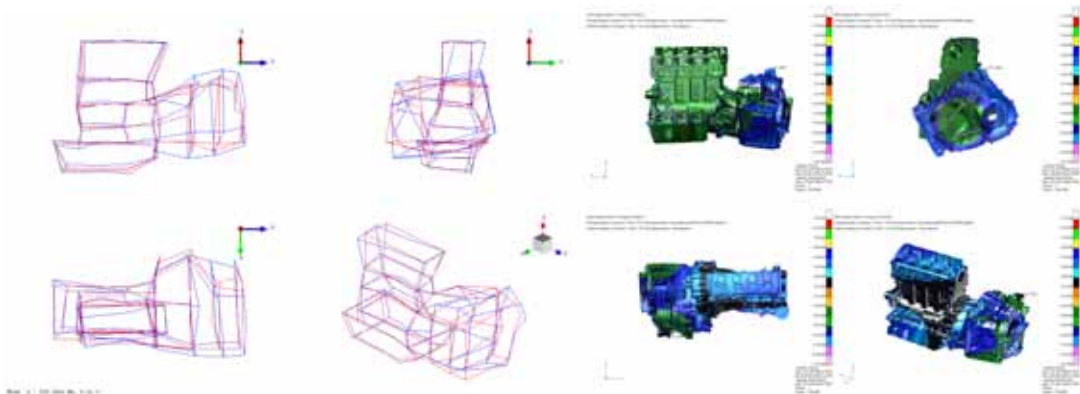


Fig.5(c) 3rd mode- Torsional mode



Fig.5(d) Layout of EMA powertrain

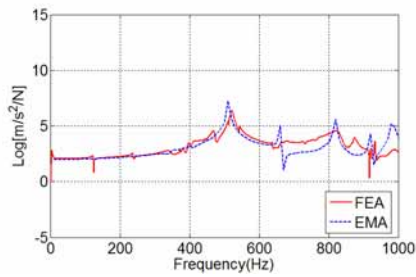


Fig.5(e) Comparison of FRF

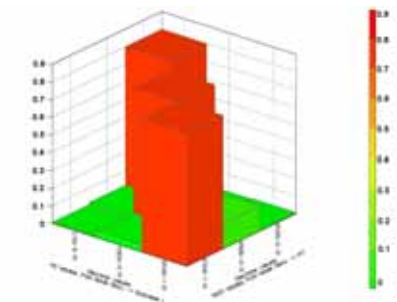


Fig.5(f) The MAC of assembled powertrain

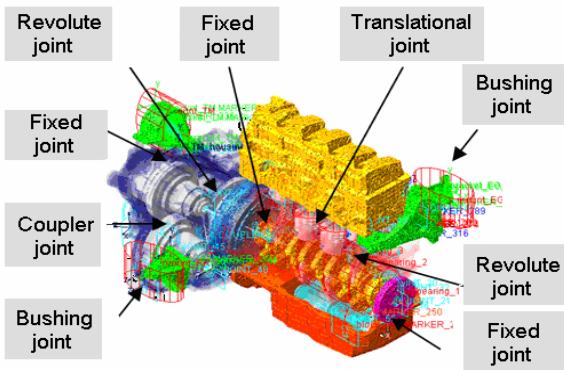
Fig.5 Comparison of MAC matrix for primary powertrain component

**Table 1 The properties of powertrain hybrid model**

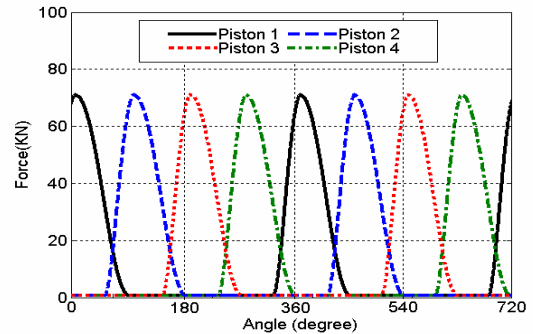
Component	Resonance Freq(Hz)		Freq. Error	Mass(Kg)		MAC
	EMA	FEA		Real	Hybrid	
파워트레인	345.1	340.6	1.9%			0.85
	393.9	406.5	0.9%	122.7	123.4	0.75
	520.7	511.7	2.9%			0.81

**(2) 하이브리드 모델 해석**

파워트레인의 하이브리드 모델은 동역학 해석을 위해 Fig.6과 같이 구속조건과 결합 조건을 가지게 된다. 결합조건은 조인트 함수를 사용하여, 각 단품의 운동을 제한하였다. 또한 엔진의 연소압과 피스톤의 보어 직경을 이용하여 피스톤을 누르는 힘을 계산하였다. 연소각은 TDC를 기준으로  $-90\sim 180^\circ$ 이며, 최고 연소각은 rpm에 따라 TDC후  $8\sim 12^\circ$  범위 내에서 조정하였다. Fig.7은 하이브리드 모델의 구동 경계조건과 파워트레인에 적용된 연소힘에 대한 함수이다.<sup>(4)</sup>



**Fig.6 Assembly method of powertrain hybrid models**

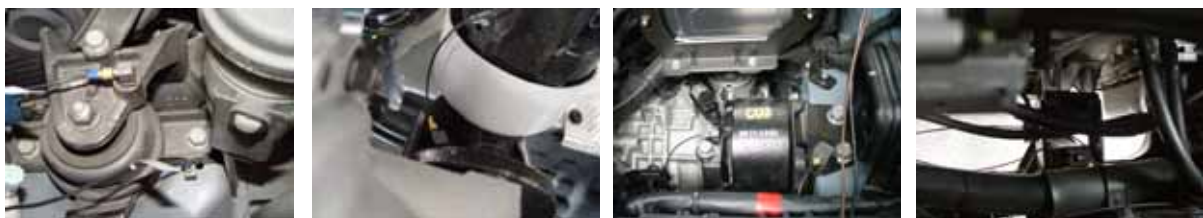


**Fig.7 Combustion force exciting the top area of piston**

**(3) 하이브리드 모델 해석 결과 검증**

하이브리드 모델의 해석결과를 검증하기 위해, 차량 주행 시험을 통한 실제 파워트레인에서의 진동 가속도값을 측정하였다. 파워트레인 전체를 하나의 계(system)로 가정할 때, 차체를 통해 진동이 유입되는 최종경로는 파워트레인을 지지하는 4개의 마운트가 되는데, 파워트레인 계에서 마운트의 고무 부싱을 지나기 직전의 위치인 4개의 (E/G, F/R, T/M, R/R) 마운트 브라켓에 Fig.8과 같이 가속도계를 부착하여 진동가속도를 측정하였다.<sup>(5)</sup> 차량 주행 시험조건은 2단 기어 고정, WOT(Wide open throttle) 가속( $1000\sim 4000\text{rpm}$ )하였다.

Fig.9(a)는 엔진 회전수  $4000\text{rpm}$ 일때의 엔진 마운트, (b)는 프론트롤 마운트, (c)는 트랜스미션 마운트, (d)는 리어롤 마운트에 작용하는 실제진동 가속도 값과 하이브리드 모델을 이용한 해석값을 나타낸다. 파워트레인의 주가진성분인 2차 오더(C2) 성분이 주행시험 결과와 해석 결과가 일치함을 확인하였다.



**(a) E/G mount bracket (b) F/R mount bracket (c) T/M mount bracket (d) R/R mount bracket**

**Fig. 8 Measurement of acceleration at each mount brackets**

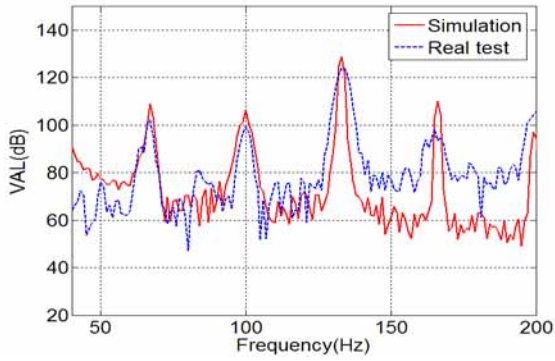


Fig. 9(a) E/G mount bracket

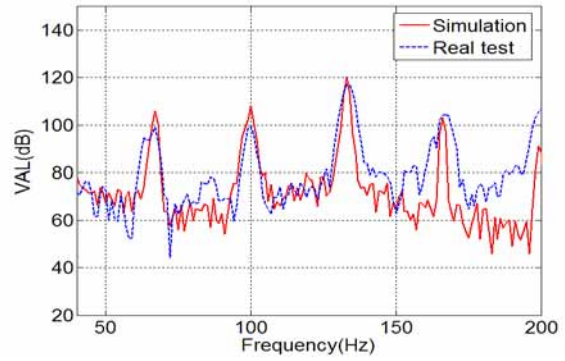


Fig. 9(b) F/R mount bracket

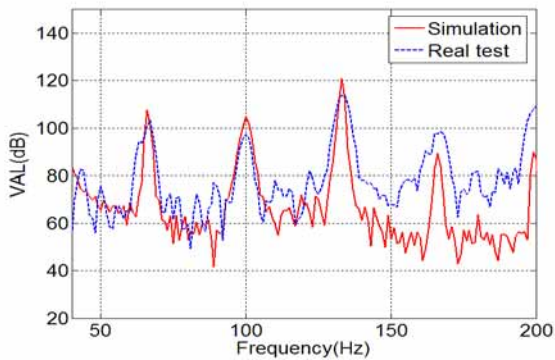


Fig. 9(c) T/M mount bracket

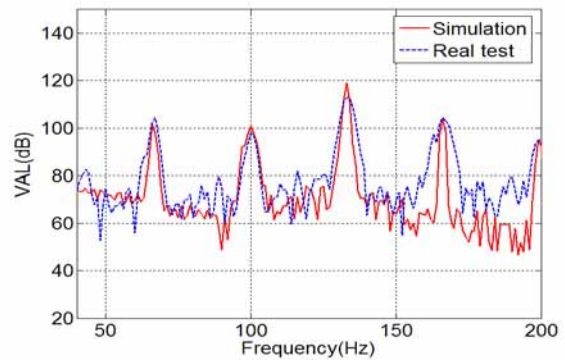


Fig. 9(d) R/R mount bracket

Fig. 9 Comparison of acceleration values both running test and simulation results at brackets during 4000rpm

## 2.2 파워트레인 마운트의 동강성 측정

파워트레인에 의한 구조 기인 소음은 파워트레인으로부터 진동이 마운트를 통하여 차체로 전달되어 차량의 실내 소음 유발의 원인이 된다. 따라서, 파워트레인의 마운트에 의해서 전달되는 진동 특성을 규명할 필요가 있다. 엔진 마운트 고무의 특성은 정적하중에 의한 강성(static stiffness)과 엔진의 동적 하중에 의한 강성(dynamic stiffness)으로 구분할 수 있는데, 특히 동강성은 차량 주행시의 차체 가진력의 비선형적인 특성을 보이기 때문에, 하이브리드 모델을 이용한 차량 전달 경로 해석에서 중요한 입력데이터가 된다.

전달 경로 해석에서 파워트레인 마운트를 통한 전달력을 측정할 때는 식(1)과 같이, 후크의 법칙(Hook' law)을 따르게 되는데, 진동 성분이 각 마운트의 고무를 지나기 전과 지난 후의 변위값을 이용하게 된다.<sup>6)</sup>

$$k_i = \frac{f_i}{\frac{1}{\omega^2} (\ddot{x}_{powertrain} - \ddot{x}_{body})}$$

(1)

여기서,  $f_i$ 는 차체로 전달되는 가진력이며,  $x_{powertrain}$ 은 파워트레인의 변위(마운트를 지나기 전-powertrain side),  $x_{body}$ 는 차체의 변위(마운트를 지난 후-body side), 그리고  $k_i$ 는 파워트레인 마운트의 동강성값을 나타낸다.

차량에 장착된 E/G, F/R, T/M, R/R마운트와 동일한 샘플을 이용하여 X,Y,Z 방향에 대한 파워트레인 마운트 브라켓 양쪽의 상대 변위를 이용한 마운트의 동강성을 측정하였다. 여기서, Fig.10은 E/G, F/R, T/M, R/R 마운트 고무

부싱의 X,Y,Z축에 대한 동강성이며, Fig.11은 동강성 측정장치의 개략도이다.

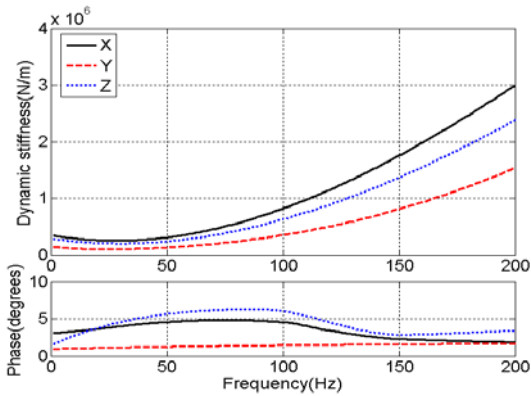


Fig. 10(a) E/G mount rubber

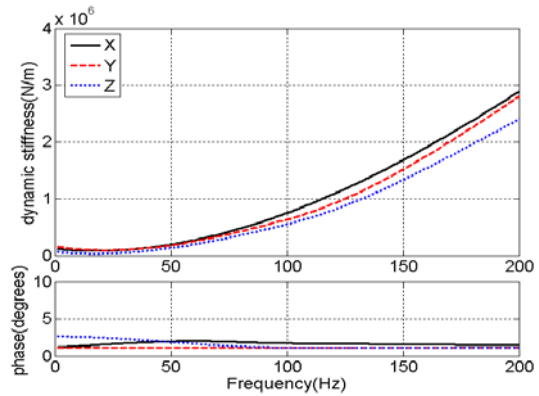


Fig. 10(b) F/R mount rubber

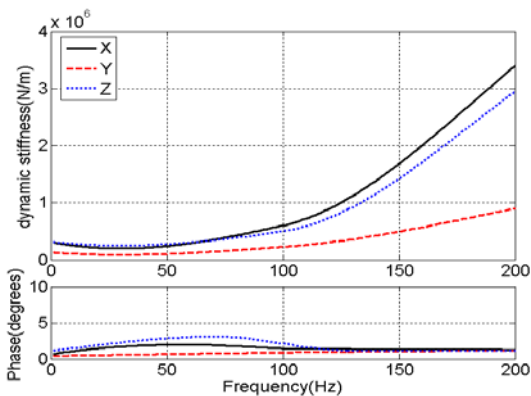


Fig. 10(c) T/M mount rubber

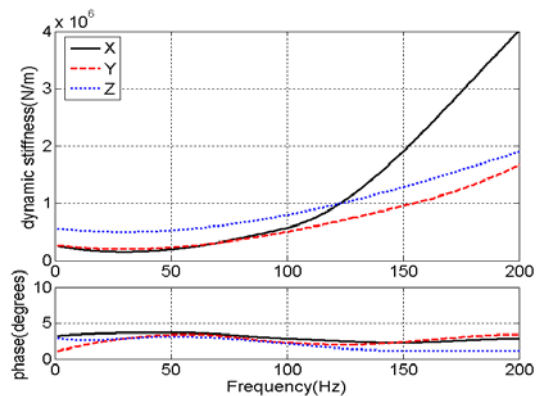


Fig. 10(d) R/R mount rubber

Fig. 10 Measured dynamic stiffness of at each mount

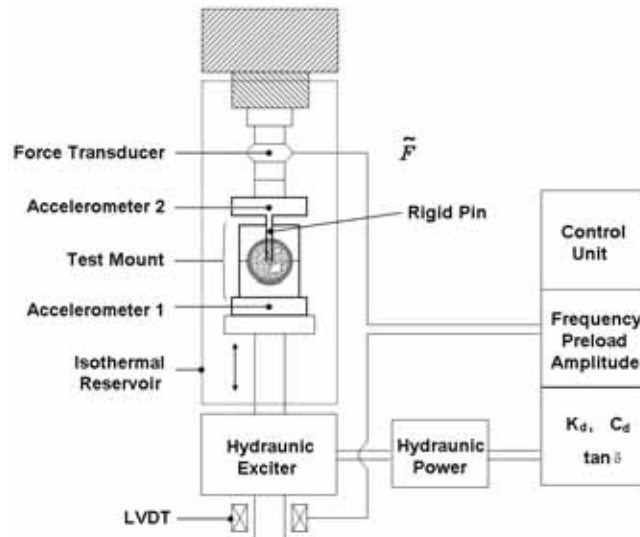


Fig.11 The equipment for measuring dynamic stiffness

### 2.3 구조-음향 전달 함수

차량 실내 소음의 원인과 경로는 매우 다양하다. 특히, 파워트레인을 지지하고 있는 마운트를 거친 이후의 진동은 전달 경로 상에 존재하는 구조물(서브프레임, 현가계, 배기계 등)과 간섭 및 상호작용을 이루어 매우 복잡해진다. 하지만, 파워트레인의 구조 진동이 실내 소음에 미치는 영향만을 고려한다면, 진동 경로상의 지점(차체 쪽 마운트 브라

켓)에서 실내 소음 측정점(탑승자의 귀 위치)까지의 구조-음향 전달 함수(VATF : Vibro - Acoustic Transfer Function)를 측정해야 한다. 따라서, 실내 소음은 식(2)와 같이 파워트레인의 가진력과 구조-음향 전달 함수의 곱으로 나타난다.<sup>7)</sup>

$$p_j = \sum_{i=1}^n \left( \frac{p_i}{f_i} \right) \times f_i = \sum_{i=1}^n VATF_{i,j} \times f_i \quad (2)$$

### (1) 구조-음향 전달 함수 이론

구조-음향 전달 함수를 측정하기 위해서는 구조물을 직접적으로 가진하는 방법과 음향학적 상반원리(acoustical reciprocity)에 입각한 음향 가진기(loud-speaker)를 이용하는 방법이 사용된다.

여기서 구조-음향 상반원리란, Fig.12와 같이 구조물에 외력이 작용할 때, 발생되는 구조기인 소음과 음원에 의하여 형성된 음장에 대한 판별의 응답사이의 관계에 대한 것으로, 만일 음압  $P^{(1)}(r)$ 와  $P^{(2)}(r)$ 가 방정식의 해라면 각각은 다음의 적분 방정식을 통해 구할 수 있다.<sup>8)</sup>

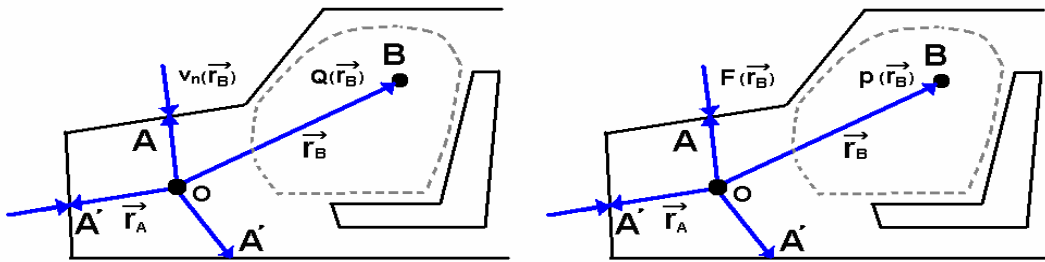


Fig. 12 Flexible Boundary with reciprocity theory

$$P^{(2)}(r_B)Q^{(1)}(r_B) - \frac{1}{j\omega\rho} \oint_S (P^{(1)}(r) \frac{\partial P^{(2)}(r)}{\partial n} - P^{(2)}(r) \frac{\partial P^{(1)}(r)}{\partial n}) \epsilon n dS = 0 \quad (3)$$

$S$ : flexible body의 면적,  $n$ : 면적  $S$  외부의 법선 벡터,  $Q^{(1)}(r_B)$ : 단극자 체적 속도

식(3)의 2차항은 다음의 경계조건을 만족해야 한다.

$$P^{(1)}(r)_s = L \left( \frac{1}{j\omega} v^{(1)}(r) \right) \text{ and } \frac{\partial p^{(1)}}{\partial n}_s = -j\rho\omega v^{(1)}(r)$$

$$[P^{(2)}(r) - F^{(2)}(r)]_s = A \left( \frac{1}{j\omega} v^{(2)}(r) \right) \text{ and } \frac{\partial p^{(2)}}{\partial n}_s = -j\rho\omega v^{(2)}(r) \quad (4)$$

$F^{(2)}(r)$ : 작용한 힘,  $v(r)$ : flexible boundary에서 법선 방향의 진동 속도,  $A$ : 평판의 진동에 대한 Self-adjoint operator

$$P^{(2)}(r_B)Q^{(1)}(r_B) - \oint_S v^{(1)}(r)F^{(2)}(r)dS = 0 \quad (5)$$

가 되고, 다음과 같은 구조-음향 상반원리를 얻을 수 있다.

$$H_{1,2} = \frac{P^{(1)}(r_B)}{F^{(2)}(r_A)} = \frac{\dot{V}^{(2)}(r_A)}{\dot{Q}^{(1)}(r_B)} \quad (6)$$

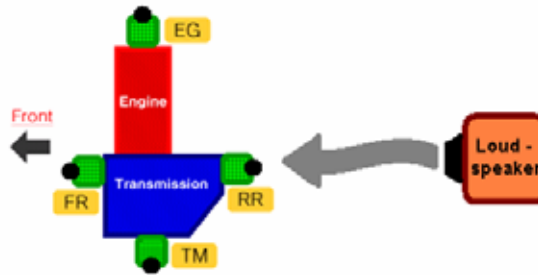
즉, 전달 경로 상의 지점 입력  $i$ 와 실내의 임의의 지점 출력  $k$ 사이의 구조-음향 전달 함수  $H_{ki}$ 는 그 역인 실내에서 측정점에서의 입력  $k$ 와 전달 경로상의 지점의 출력  $i$ 가 이론적으로 동일하다는 것을 뜻한다.

**(2)구조-음향 전달 함수 측정**

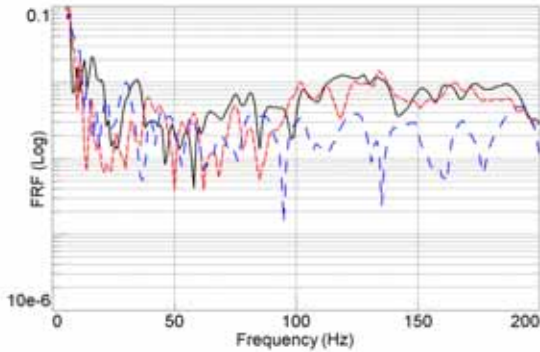
임펄스해머를 이용한 직접 가진법으로 구조-음향 전달 함수를 측정할 경우, 차체 패널의 국부 강성이 낮고, 차량 엔진룸 공간이 협소하여 법선방향의 가진이 되지 않는 등의 한계가 존재하기 때문에, 필수적으로 음향 가진기를 이용한 구조-음향 전달 함수를 구해야 한다.(Fig.13)

$$H_{ki}(\omega) = \frac{\ddot{x}_i(\omega)}{q_k(\omega)} \quad (a) \quad (7)$$

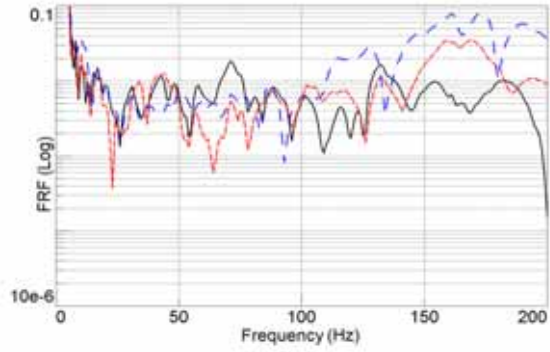
음향-구조 상반원리를 이용하여, 운전 보조석의 탑승자의 귀 위치에 라우드 스피커를 설치하여 차체를 가진하고, 각 4개의 마운트의 X,Y,Z 방향의 가속도를 측정하여, 차량실내와 마운트 브라켓간의 구조-음향 전달 함수를 측정하였다.(Fig.14)



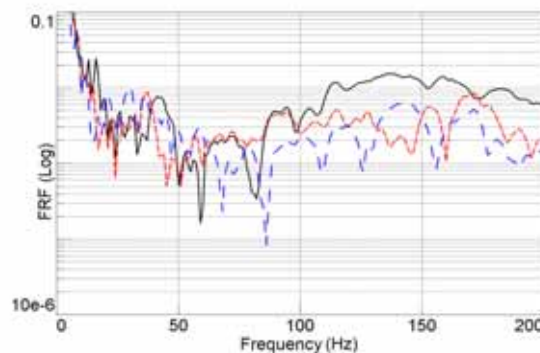
**Fig. 13 Flexible Boundary with reciprocity theory**



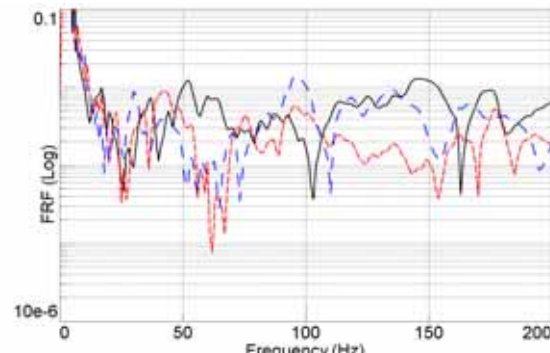
**Fig. 14(a) E/G mount to driver ear position**



**Fig. 14(b) F/R mount to driver ear position**



**Fig. 14(c) T/M mount to driver ear position**



**Fig. 14(d) R/R mount to driver ear position**

**Fig. 14 VATF using a loudspeaker at each mount ( - - - : x-direction, ..... : y-direction, — : z-direction)**



### 3. 구조 기인에 의한 실내 소음 예측

#### 3.1 실내 소음 예측 결과

차량 주행 시, 실내에서 발생하는 파워트레인의 구조기인에 의한 소음은 200Hz 이하의 저주파 성분을 나타내는데, 주요 오더 성분인 C2 성분과 조화 성분인 C4, C6 성분에 대해 Fig.15와 같이 전달 경로 부품(마운트)을 통해 유입되는 실내 소음 기여도를 예측하였다.

$$P_r = \sum_{i=1}^N P_i = \sum_{i=1}^N H_{iv} F_i = [H_{EG-r} \times F_{EG}] + [H_{FR-r} \times F_{FR}] + [H_{TM-r} \times F_{T/M}] + [H_{RR-r} \times F_{RR}] \quad (8)$$

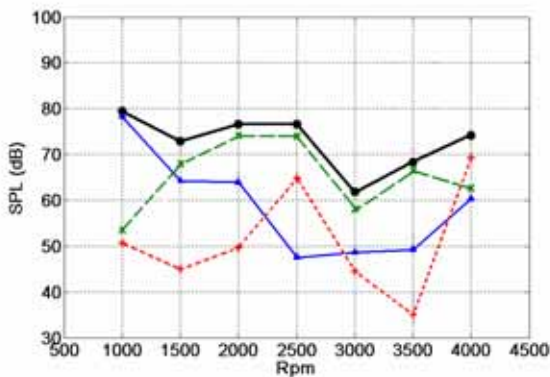
$P_r$  : Total sound pressure,  $F_i$ : applying force,  $H_{iv}$ : vibro-acoustic transfer function

여기서,  $F_i$ 는 전달 경로상의 부품의 가진력을 나타내는데, 식(9)과 같이 구할 수 있다.

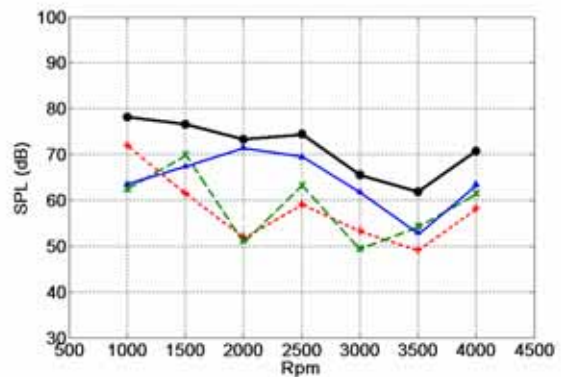
$$F_i = (x_j - x_i) \cdot \frac{F_i}{x_j - x_i} \quad (9)$$

$(x_j - x_i)$ 는 파워트레인 마운트 브라켓에서의 상대변위를,  $\frac{F_i}{x_j - x_i}$ 는 파워트레인 마운트의 동특성을 나타낸다.

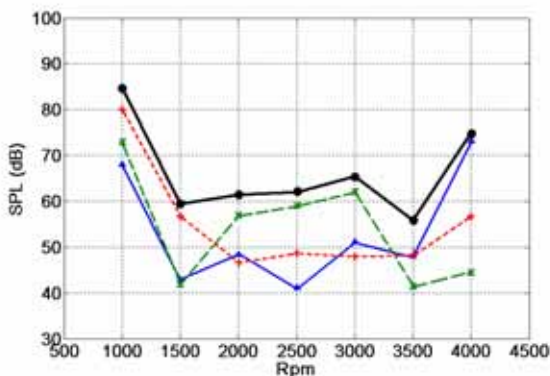
차량 실내 소음 예측값은 식(8)과 같이, 파워트레인 하이브리드 모델을 통해 추출한 파워트레인 마운트 브라켓에서의 변위와 마운트 자체의 동강성, 그리고 차체 쪽 마운트 브라켓과 차량 실내의 구조-음향 전달함수의 곱으로 계산되는데, 전달 경로 해석을 통한 예측 결과의 정확성을 위해 4기통 엔진의 주요 오더 성분인 2차 오더(C2) 성분과 조화성분인 4차, 6차 오더성분만을 파워트레인의 구조 전달음이라고 가정하고, 그 합을 구하였다.



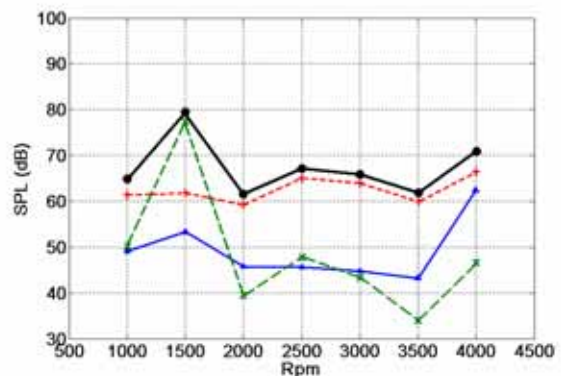
(a) Contribution through E/G mount



(b) Contribution through F/R mount



(c) Contribution through T/M mount



(d) Contribution through R/R mount

Fig. 15 Contribution of interior noise through mounts and its directions ( .....:x-direction, - - -: y-direction, ——— : z-direction  
 ——— : Summation of x,y,z direction)

### 3.2 실내 소음 예측 결과 검증

파워트레인 하이브리드 모델을 이용한 전달 경로 해석을 통해 추정된 주행 중 파워트레인 구조 전달 예측음을 검증하기 위해, 실제 차량 주행시험을 통해 측정된 실내 음압값(SPL)과 비교하였다<sup>9)</sup>

측정된 전체 실내 음압값 중, 오더 분석을 통해 얻은 C2, C4, C6 성분의 합을 구조 전달음이라 가정하고, 하이브리드 모델을 이용한 전달 경로 해석을 통해 얻은 예측값과 비교하였다. Fig.16과 같이 특정 엔진 회전수 구간에서 최대 오차 3dB정도의 비교적 정확한 예측을 보이고 있음을 알 수 있다. 또한 측정된 전체 실내 음압값과 주요 오더 성분의 합인 구조 전달음과의 차이는 파워트레인을 비롯한 다른 소음 성분에 의한 공기 전달음으로 추측할 수 있다.

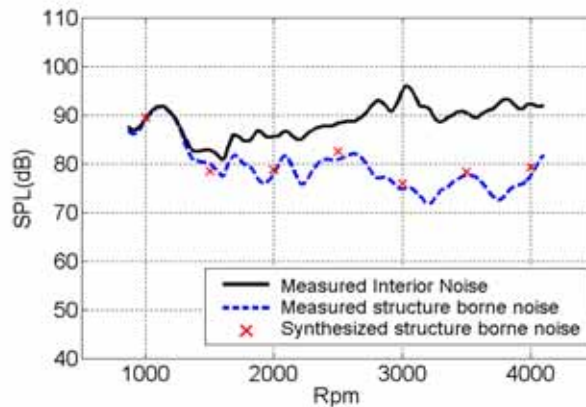


Fig. 16 Comparison of structure-borne noise both measurement and simulation

## 4. 결론

파워트레인의 구조 진동에 의한 실내소음을 예측하기 위해 파워트레인 하이브리드 모델을 제작하고, 구조 진동 성분의 전달 경로 해석을 수행하였다. 주요 전달 경로 지점인 파워트레인 마운트의 동강성을 측정하고, 구조-음향 전달함수를 측정하여, 실내 소음을 예측하기 위한 전달 경로 해석의 입력 데이터로 사용하였다. 또한, 예측 결과의 정확성을 검증하기 위해 모드 시험 및 주행 시험을 통하여 얻은 측정값을 이용하여 검증하였다.

이는 기존의 실험적인 전달 경로 해석법의 한계를 벗어나, 하이브리드 모델을 이용하여 다양한 진동 특성값을 추출함으로써 정확하면서 유용한 결과를 얻을 수 있었다. 또한 파워트레인 뿐만 아니라, 해석 모델의 영역을 확장함으로써 차량 진동 소음 연구 분야에 다양하게 활용할 수 있음을 확인하였다.

## 참 고 문 헌

- (1) S.K.Lee, "A Study on Noise Transfer Path analysis for Sound Improvement of Vehicle Using the Vibrational Power Flow", KSAE. Vol.9, No.6 pp.168~175. 2001
- (2) Maia, Silva."Theoretical and Experimental Modal Analysis", Chap. 3 pp.123-179, Research Studies Press, 1997
- (3) Blakely, K. 1991, "Updating MSC/Nastran Models to Match Test Data", Proceedings MSC World Users Conference.
- (4) MSC/ADAMS Basic Full Simulation Package Training Guide, 2005, MSC.Software Corp., USA
- (5) Wychaert, K. and Van der Auweraer, H., "Operational Analysis, Transfer Path Analysis, Modal Analysis: Tools to Understand Road noise Problem in Cars", SAE Paper 951751.
- (6) KS M6665, "방진고무재료의 동적 성능시험 방법"

- (7) S.K.Lee and W.S.Hwang, "Improvement of Sound Quality of Vehicle Through Reduction of Interior Noise Using Noise Transfer Path Analysis and Running Modal Analysis", KSNVE, Vol.10, No.5, pp.806~811, 2000
- (8) B.K Kim, J.G, Ih, "In-situ estimation of an acoustic source in an enclosure and prediction of interior noise by using the principle of vibroacoustic reciprocity", The Journal of Acoustical Society of America, pp.2726~2731,1993
- (9) Wychaert, K. and Van der Auweraer, H., "Operational Analysis, Transfer Path Analysis, Modal Analysis: Tools to Understand Road noise Problem in Cars", SAE Paper 951751.