

는 복잡한 구조물의 경우 기준점에 대한 측정점의 전달함수 (Transmissibility)로 표현하여 운전중 진동 형상을 그릴 수 있다. 대칭행렬 $[S_{YY}]$ 를 특이치 분리(Singular Value Decomposition)하여 다음과 같이 놓을 수 있다.

$$[S_{YY}] = [U][S_{\sigma\sigma}][U]^T \quad (3)$$

여기서 $[S_{\sigma\sigma}]$ 는 대각행렬로 각 요소는 특이치로 정의되며 $\sigma_1^2 > \sigma_2^2 > \dots > \sigma_{N_s}^2 > 0$ 의 크기 순서대로 구성되어 있다. 또한 $[U]$ 는 직교 행렬(Unitary Matrix)로 다음과 같은 조건을 만족한다.

$$[U]^T[U] = [I] \quad (4)$$

$[S_{\sigma\sigma}]$ 의 각 대각선요소는 서로 독립적인 신호의 자기스펙트럼으로서 서로 독립적인 가진력의 크기와 구조물의 동특성을 동시에 포함하게 된다. 이론적으로 매우 명확한 기법이더라도 가끔 측정응답에 포함된 잡음의 영향과 채널 수가 많은 경우 신호벡터의 불충분한 평균에서 발생하는 오차, 혹은 주파수 분해능의 부족, A/D 변환과정에서의 분해능 부족에서 기인하는 오차로 인해 서로 독립적인 가진원의 갯수를 파악하는 것은 쉽지 않다. 그러나 각 주파수에서 구해진 σ_i^2 의 값으로부터 구조물의 진동에너지에 영향을 주는 서로 독립적인 σ_i^2 의 기여도를 확인할 수 있다.

식 (2)에서 알 수 있듯이 자기스펙트럼행렬의 크기는 가진력의 크기와 전달 함수 행렬의 크기에서 결정된다. 즉 감쇠비가 작은 구조물의 경우 전달함수행렬의 크기가 매우 커지는 공진 주파수 근처에서는 첫번째 σ_1^2 의 크기가 지배적으로 작용하며, 또한 공진 주파수 근처가 아니더라도 어느 한쪽의 가진력의 크기가 다른 가진력에 비해 월등히 크게 작용하는 경우에도 σ_1^2 의 크기는 지배적으로 나타난다. 그러나 어느 경우든 구조적 진동에 영향을 미치는 독립적인 가진원의 파악은 가능하다.

2.2 각 독립적인 가진원이 소음에 미치는 상관관계.

서로 독립적인 신호 σ_j 가 각 응답신호 및 소음에 미치는 영향을 검토하기 위해 가상상관함수(Virtual Coherence Function) γ_{ij}^2 이 다음과 같이 정의 된다[5].

$$\gamma_{ij}^2 = \frac{|S_{ij}|^2}{S_{ii} \cdot \sigma_j^2} \quad (5)$$

여기서 i 는 i 번째 신호를 의미하며 j 는 식(3)의 $[S_{\sigma\sigma}]$ 에서 구해

진 σ_j 의 신호를 표현한다. 또한 $|S_{ij}|^2$ 은 i 번째 신호와 σ_j 와의 상호스펙트럼을 나타낸다. S_{ij} 를 구하기 위해 다음과 같은 스펙트럼 행렬을 구성한다.

$$[S_{Y\sigma}] = \{Y\}\{\sigma\}^T \quad (6)$$

식 (3)에서부터

$$[S_{Y\sigma}] = [S_{YY}][U] \quad (7)$$

또한

$$\sum_{j=1}^{N_s} \gamma_{ij}^2 = 1 \quad (8)$$

즉 i 번째 신호에 대한 각각의 σ_j ($j=1, N_s$)와의 가상 상관함수의 합은 '1'이 된다. 2.1절의 특이치 분리를 통해 얻은 σ_i^2 에서 구조물의 진동에 영향을 미치는 서로 독립적인 주 가진원들의 수와 크기를 파악 할 수 있다. 즉 σ_i^2 은 각 신호 σ_i^2 의 자기 스펙트럼으로서 각각의 σ_i 와 물리적으로 측정된 신호들 $\{Y\}$ 나 $p(t)$ 와의 상관관계를 식(5)를 통해 확인함으로써 각각의 σ_i 와 소음과의 가상상관함수에서 주 가진원 $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_{N_s}$ 이 소음에 미치는 영향을 평가 할 수 있다. 또한 자기스펙트럼행렬에서 동작중 진동형상을 구하여 소음에 영향을 미치는 진동형상을 판단 할 수 있다.

3. 실험 및 그할

3.1 시뮬레이션

본 논문에서 논의된 자기스펙트럼행렬의 특이치 해석과 특이치와 구조물의 진동과의 상관관계의 타당성을 검토하기 위해 간단한 구조물을 대상으로 시뮬레이션하였다.

Fig.1과 같이 양끝에 힌지로 지지돼 있는 보 구조물을 20등분하여 양쪽 경계점을 제외한 19지점에서 측정이 가능하다고 가정한다. 또한 구조물의 진동에 의한 소음을 간단히 표현하기 위해 각 19지점에서 측정되는 신호의 합을 $p(t)$ 로 나타내었고 구조물의 물리적 특성치와 동적고유특성에 대한 값이 주어져 있다. 보의 FRF행렬을 구성할 때 처음의 7개 모드만을 고려하였다. 서로 독립적인 가진력을 주기 위해 4, 14의 2지점에서 랜덤 하중을 발생 시켜 가진 하였고 4, 8, 14의 3지점에서 변위 응답을 측정하여 자기스펙트럼행렬을 구성하였다.

Fig.2에서는 (3 x 3) 자기 스펙트럼 행렬의 특이치 분리를 통해 구한 특이치 ($\sigma_1^2, \sigma_2^2, \sigma_3^2$)를 도시한 것으로 2개의 독립적인 가진력을 작용시켰으므로 σ_1^2, σ_2^2 이 σ_3^2 에 비해 훨씬 높은 값을 나타내고 있다. 또한 첫번째 공진 주파수인 10 rad/sec부근에서는 σ_1^2 이 구조물의 공진으로 인한 진동 에너지

지로 큰값을 나타낸다. (b)에서는 응답측정시 S/N = 95의 비율로 측정응답에 잡음을 더하였다. 그결과 잡음수준으로 인해 σ_3^2 의 값이 크게 된다. 이 경우 10 rad/sec의 부근에서 서로 독립적인 가진력의 수를 명확히 밝히기는 매우 어렵게 된다. 그러나 σ_1^2 이 지배적으로 작용하므로 진동으로 인한 구조적 소음을 평가 할 때 σ_1^2 의 진동만 고려해도 된다. Fig.3에서는 p(t)와 각각의 σ_i^2 와의 가상함수를 도시한 것으로 측정잡음에 거의 영향이 없음을 알 수 있다. 이 결과 σ_1 은 40 rad/sec를 제외한 거의 모든 주파수대역에서 영향을 미치고 있다. 40 rad/sec부근은 구조물의 2번째 공진 주파수 근처로 Fig.2에서 알 수 있듯이 σ_1^2 와 σ_2^2 의 값이 거의 동등한 수준을 나타내는 영역이다.

3.2 실험

2500cc V6엔진이 탑재된 자동차에 대해 실험을 수행 하였다. 먼저 파워플랜트의 진동신호를 얻기 위해 엔진쪽 8군데 TM쪽 7군데를 1축 가속도계로 측정하였다. 동시에 실내소음은 마이크로폰을 이용하여 측정하였다. 1500 - 5000rpm 까지 엔진 회전수를 올리면서 실내소음에 대한 주파수 분석을 수행한 결과가 Fig.4에 그려져 있다. 그결과 280Hz부근과 380Hz 근처의 주파수 성분이 지배적으로 나타났으며, 전체소음크기에 영향을 미치는 RPM영역도 모두 이들 주파수가 회전수의 4, 5차수 6차수에 일치하는 구간으로 분석되었다. 이들 소음이 파워플랜트의 진동모우드에 기인하는지를 확인하기위해 먼저 파워플랜트에서 측정된 15지점의 가속도신호에 대한 자기스펙트럼행렬을 구성하여 특이치를 분석한 결과가 Fig.5에 그려져 있다. 가속도신호의 크기가 가장 큰 주파수대역은 320 Hz 근처이고 280 Hz와 380 Hz의 가속도 신호도 피크치를 형성하고 있다. 또한 σ_1^2 의 값이 σ_2^2 에 비해 매우 크게 나타나고 있다. 또한 Fig.6에서는 가상상관함수의 값을 도시하였다. 380 Hz에서 γ_6^2 의 값이 0.97로 소음신호와 매우 관련된 것으로 나타난다. 반면에 진동신호의 크기가 큰 320 Hz 근처에서는 상관관계가 매우 약하게 되므로 파워플랜트의 진동이 소음에 미치는 영향은 크지 않게 됨을 알 수 있다.

Fig.7은 파워플랜트구조물을 정적인 상태에서 모우드해석을 수행한 결과로 311 Hz와 372 Hz 부근에서 각각 비틀림 모우드와 굽힘모우드가 발생함을 알 수 있다. 비틀림과 굽힘이 유사하게 도시된다. 또한 Fig.8에서는 3800 RPM에서 3축가속도계를 이용하여 파워플랜트구조물의 동작중 진동형상을 도시한 것으로 372 Hz의 모우드형상과 유사하게 나타남을 알 수 있다.

4. 결론

구조물의 진동으로 발생하는 구조소음원을 규명하기 위해 구조물 동작중의 응답신호벡터를 측정하였다. 모우드해석기법에서 확인되는 공진주파수는 실제로 구조물의 운전중에는 많이 변할 수 있고 소음과 직접적인 관련이 없는 경우가 많으므로 동작중의 진동형상은 매우 유용한 결과를 줄 수 있음을 보였다. 특히 응답벡터에서 구한 자기스펙트럼행렬의 특이치분리법을 이용하여 구한 특이치는 서로 독립적인 가진원의 수를 규명할 수 있는 유용한 수단임을 시뮬레이션을 통해 확인하였으며 각각의 특이치가 소음에 기여하는 정도를 파악하였다. 자동차의 파워플랜트 구조물과 내부소음과의 연계를 통해 본 기법의 유용성을 검증하였다.

5. 참고문헌

1. Dossing, O., Curtis, H., Operational Deflection Shapes: Background, Measurement and Applications, Proceedings 5-th International Modal Analysis Conference, London, pp1372 - 1378, 1987
2. Pan, J., Allemang, R., Shih, C., An Comparison Between Monophase and Complex Representations pf Operating Shapes, Proceeding 7th International Modal Analysis Conference, Las Vegas, pp790 - 796, 1989
3. Pan, J., Vold, H., Allemang, R., Operational Shapes Estimation as a Function of Dynamic Loads, Proceedings 8th International Modal Analysis Conference, Kissimmee, pp307 - 312, 1990
4. Pan, J., Vold, H., Allemang, R., An Analysis of the Monophase Operating Shapes of a Highly-Damped Structure, 8th International Modal Analysis Conference, Kissimmee, pp290 - 294, 1990
5. Otte, D., Leuridan, J., Operational Deflection Shapes in Multisource Environments, 8th International Modal Analysis Conference, Kissimmee, pp413 - 421, 1990
6. Yang, Q. J., P. Sas, D., Otte, Estimation of the Number of Uncorrelated Source by Means of Time Series Modelling, 12th International Modal Analysis Conference, pp310-317, 1994

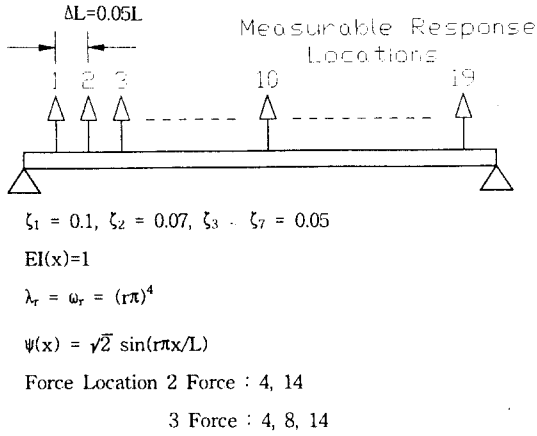


Fig.1 해석적 보 모델

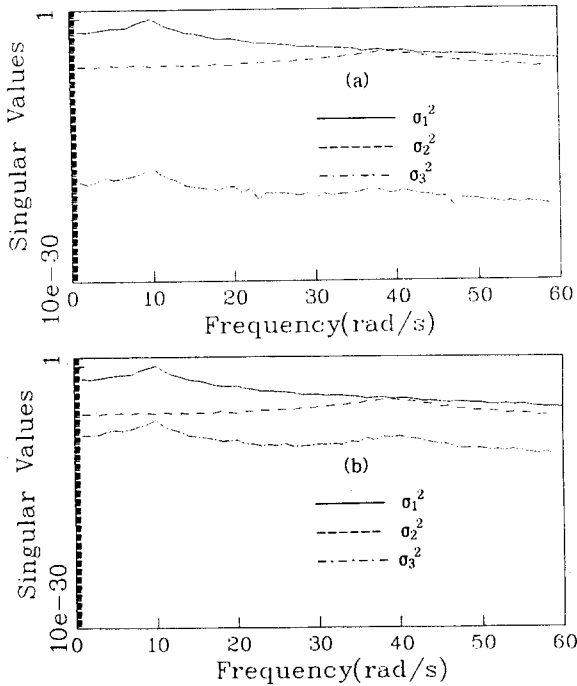


Fig.2 자기스펙트럼의 특이치

- (a) 잡음제거
- (b) S/N = 95

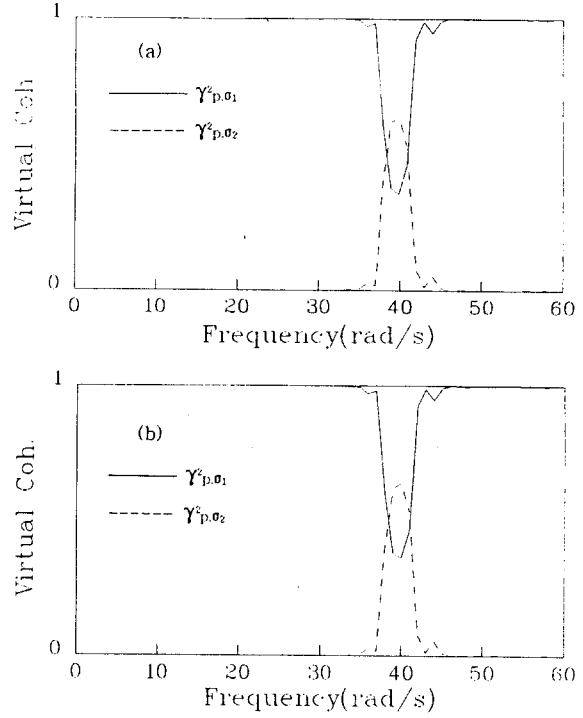


Fig.3 가상상관함수 ($\gamma^2_{p,1}, \gamma^2_{p,2}$)

- (a) 잡음제거
- (b) S/N = 95

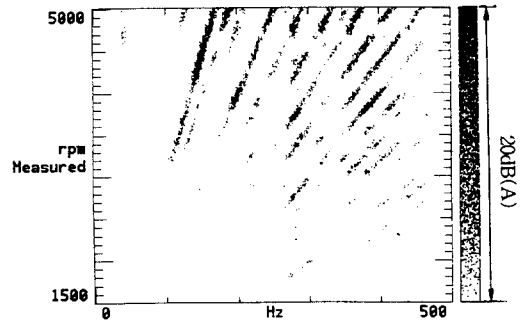


Fig.4 RPM 증가에 따른 실내소음 변화(무부하)

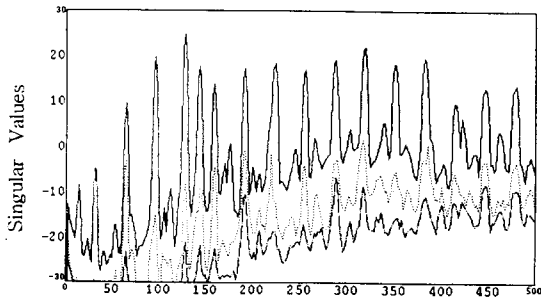


Fig.5 자기스펙트럼행렬의 특이치

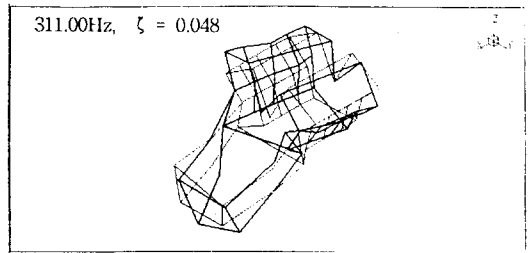
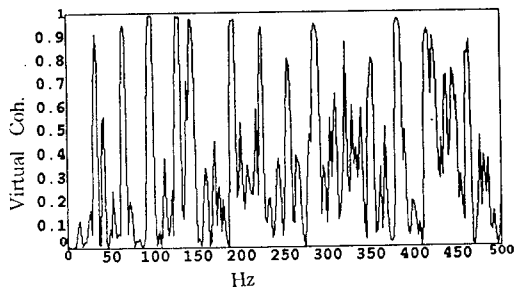
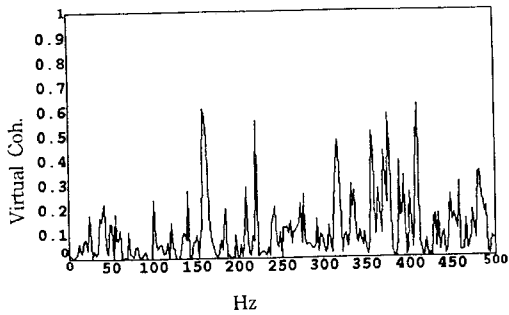


Fig.7 정적상태에서의 파워플렌트 모드해석결과



(a) γ_{p,σ_1}^2



(b) γ_{p,σ_2}^2

Fig.6 가상상관함수

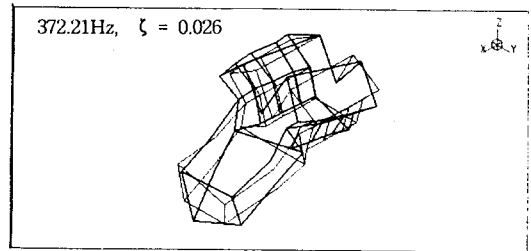


Fig.8 운전중 모드형상

