스펙트럼 분석을 통한 디젤동차 이상소음 원인규명

Source identification of abnormal noise caused in diesel railcars through spectrum analysis

이용관[1]* (Research Engineer), 강명석[2](Research Engineer)
Lee, Yong-Kwan Kang, Myung-Seok

Abstract

This paper presents spectrum analysis technique to identify abnormal noise produced in diesel railcars. Coherence and coherent power spectrum are very useful in determining source identifications. Experiments are applied to two different cars with similar phenomena about the case of stop and running condition. Metal contact in mounting bracket part which is excited by excessive transmission vibration is found to cause abnormal noise.

1. 개요

철도차량은 오랫동안 대중교통수단으로 널리 각광을 받아왔고 최근에는 경량화 및 고속화로 인하여 많은 복잡한 문제들이 발생하고 있다. 특히 소음 및 진동에 관한 문제는 환경적인 문제를 야기시킬뿐만 아니라 승객과 밀접한 관련이 있는 만큼 체계적인 분석과 대책이 요구되고 있다. 당사에서 수주 납품하고 있는 전 차종에 대해서도 소음 및 진동과 관련하여 해석 및 계측등을 통하여 관리해 오고 있다. 소음과 진동은 차량부품의 수명에도 영향을 미쳐, 지나친 진동이나 이상소음등이 관측될 시에는 그 원인을 조사하고 분석하는 과정이 무엇보다도 중요하다고 할 수 있다. 일반적으로 이상 소음이나 진동 발생 시 그 원인을 찾을 수 있는 방법은 1차적으로 인간의 청각과 시각을 이용할 수 있다. 시끄럽거나 지나치게 많은 떨림이 있다면 소형구조물에 대해서는 쉽게 해결이 가능하지만 대형이고 복잡한 구조물에 대해서는 내부 현상을 관측할 수 없기 때문에 기계나 전기적 장비를 이용하여 내부의 진동이나 소음현상을 추적해야 한다. 일반적으로, 기계시스템의 보수 유지를 목적으로 정기적인 온도변화, 압력, 유동해석, 오일분석 및 진동분석 등을 통

1) 대우중공업 철도차량연구소 연구개발2팀 주임연구원, 비회원
2) 대우중공업 철도차량연구소 연구개발2팀 주임연구원, 비회원

하여 시스템의 수명 및 고장진단을 행하고 이에대한 대책을 수립하고 있다. 이중에서 진동분석을 통한 진단기법은 기계 시스템의 전체적인 상황을 파악할 수 있기 때문에 다른 어느 방법보다도 널리 사용되고 있다[1].

본 논문은 철도차량중 디젤동차의 이상소음 원인을 규명할 목적으로 진동신호분석 기법의 하나인 스펙트럼 분석법을 이용하여 음원을 찾을 수 있는 방법을 소개하기로 한다. 진동과 소음의 전기적 신호를 가지고 가장 정확하고 논리적으로 파악할 수 있는 방법 중 가장 널리 애용되고 있는 것이 스펙트럼 분석[2] 방법인데, 이는 외부의 진동이나 소음의 전기적 시간 신호를 Fourier 변환이라는 기법을 통하여 주파수 영역의 신호로 바꾸어, 복잡하게 섞여 있는 전기적 신호들을 분리하고 각 신호들의 연관성을 조사하므로써 진동이나 소음의 원인을 규명할 수 있다. 그 중에서 두 신호간의 Coherence 와 Coherent power spectrum을 이용하여 소음원을 찾아 보기로 한다.

2. 이상소음의 현상

당사에서 제작한 통근형 디젤동차에서 트랜스미션(T/M)과 엔진이 취부된 위치에서 주행중 가속시마다 "달그락"거림의 이상소음이 발생하고 있었다. 확인된 내용에 따른 소음의 현상은 전체적으로 Table 1 과 같다.

x : 없음, ○: 중, ◎: 강

구분	엔진	트랜스미션	청음확인
정지	Idle 위치(700rpm)	구동않함	x
	전속위치(2100rpm)	구동않함	○
	변속위치(700 -> 1600rpm)	구동함	◎
운행	변속위치(700 -> 1600rpm)	구동함	◎
	직결위치(1600 -> 2100rpm)	구동함	○
	Idle 위치(700rpm)	구동않함	x

<Table 1> 소음의 발생현상

2차에 걸쳐서 시험을 수행하였고 1차는 이상소음이 처음 관측된 차량에 대해 주행중 수행하였으며 2차는 유사한 소음이 발생하는 다른 차량에 대해 정차중 수행하였다. 상기의 소음현상을 토대로 스펙트럼분석을 체계적으로 적용하였다.

3. 스펙트럼 분석의 이론적 배경

서로다른 두 신호간의 일반적인 Coherence function[3]은 다음과 같이 주어진다.

$$\gamma^2_{xy}(f)=\frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)\,G_{yy}(f)} \qquad \text{(Eq. 1)}$$

여기서

$G_{xx}(f)=2\int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau)\,e^{-j2\pi ft}dt$ 이고 $R_{xx}(\tau)=E[x(t)x(t+\tau)]$이다.

$G_{yy}(f)=2\int_{-\infty}^{\infty} R_{yy}(\tau)\,e^{-j2\pi ft}dt$ 이고 $R_{yy}(\tau)=E[y(t)y(t+\tau)]$ 이다.

$G_{xy}(f)=2\int_{-\infty}^{\infty} R_{xy}(\tau)\,e^{-j2\pi ft}dt$ 이고 $R_{xy}(\tau)=E[x(t)y(t+\tau)]$ 이다.

그리고, $E[\cdot]$는 신호의 기대값이며 $x(t)$는 입력신호이고 $y(t)$는 출력신호이다..

Eq. 1에 주어진 Coherence Function에서 그 값이 1이 되면 두 신호가 완전한 선형관계를 이루고 있음을 의미하며, 0이면 전혀 무관한 신호임을 의미한다. Eq. 1의 Coherence Function으로부터 Coherent 및 Noncoherent Power Spectrum[4]은 Eq. 2와 Eq. 3으로 각각 주어진다.

$$G_{yx}(f)=\gamma^2_{xy}(f)\,G_{yy}(f) \qquad \text{(Eq. 2)}$$

$$G_{yy}(f)=(1-\gamma^2_{xy}(f))\,G_{yy}(f) \qquad \text{(Eq. 3)}$$

Eq. 2에서 Coherent Output Power Spectrum $G_{yx}(f)$는 Source x에 의해 y가 얼마나 영향을 받는 가를 잘 보여주고 있다. $\gamma^2_{xy}(f)=1$ 이면 $G_{yx}(f)=G_{yy}(f)$가 되어 출력 y에서 나오는 신호는 전부 x에 의해 유발된 것으로 볼 수 있다. 반면 Eq. 3에서 $\gamma^2_{xy}(f)=1$이면 $G_{yy}(f)=0$가 되어 Eq. 2의 G_{yx}와는 반대의 의미를 가진다. 즉, Source는 x 에서 생긴것이 아니라 다른 Source나 y자신에서 생겼음을 의미한다.

4. 시험

현상을 파악하고 그에 대한 대책을 수행하기 위하여 2차에 걸쳐서 시험을 수행하였다. 1차는 주행중에 발생하는 현상(노치가속시 이상소음 발생)을 이해하기 위하여 수행하였고 2차는 정차중에 제동과 역행을 동시에 작동시켜 엔진에 부하를 걸어 유사한 현상을 만들어 내기 위함이었다. 여기서 노치가속시는 엔진과 트랜스미션의 체결을 통해 차량의 가속을 행하는 상태이며, 타행시는 가속중 차량에서 엔진과 T/M의 이완을 통해 타력에 의해 차량이 진행함을 의미한다.

4.1 1차 시험

1차 시험은 처음으로 문제가 발생했던 차량에서 주행중 수행 하였다. 우선 소음원이 될 수 있는 엔진과 T/M을 중심으로 진동량을 측정하고 차상의 소음신호와의 선형적 관계가 얼마나 되는지를 알아보았다. 진동 가속도는 1축 가속도계를 엔진 상하, 차체상하, T/M 상하 및 좌우로 나누어 각각의 신호를 얻을 수 있도록 부착하였고, 차상부에서는 이상소음을 측정하기 위하여 엔진 및 트랜스 미션 상부 1.5m 위치에 마이크로폰을 설치하였다. System의 전체 구성은 그림 1과 같고, 각 신호에 대한 시간 및 주파수 영역의 명칭을 Table 2에 보이고 있다.

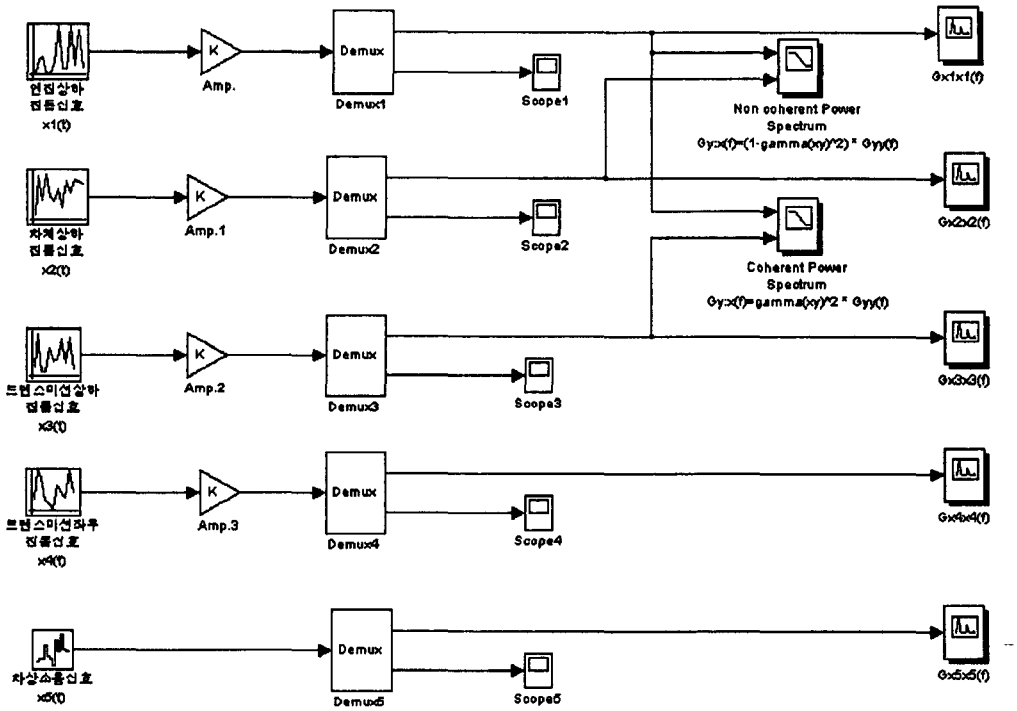

그림 1 System Setup 1

진동 방향	Time	Auto-		Coherence	Coherent Power
		Correlation	Spectrum		Spectrum
엔진상하진동	$x_1(t)$	$R_{x1x1}(\tau)$	$G_{x1x1}(f)$	$\gamma^2_{x1xj}(f)$ j=2,3,4,5	$G_{xjx1}(f) = \gamma^2_{x1xj}(f) \times G_{xjxj}$
차체상하진동	$x_2(t)$	$R_{x2x2}(\tau)$	$G_{x2x2}(f)$	$\gamma^2_{x2xj}(f)$ j=1,3,4,5	$G_{xjx2}(f) = \gamma^2_{x2xj}(f) \times G_{xjxj}$
T/M 상하진동	$x_3(t)$	$R_{x3x3}(\tau)$	$G_{x3x3}(f)$	$\gamma^2_{x3xj}(f)$ j=1,2,4,5	$G_{xjx3}(f) = \gamma^2_{x3xj}(f) \times G_{xjxj}$
T/M 좌우진동	$x_4(t)$	$R_{x4x4}(\tau)$	$G_{x4x4}(f)$	$\gamma^2_{x4xj}(f)$ j=1,2,3,5	$G_{xjx4}(f) = \gamma^2_{x4xj}(f) \times G_{xjxj}$
소음 신호	$x_5(t)$	$R_{x5x5}(\tau)$	$G_{x5x5}(f)$	$\gamma^2_{x5xj}(f)$ j=1,2,3,4	$G_{xjx5}(f) = \gamma^2_{x5xj}(f) \times G_{xjxj}$

<Table 2> 각 신호의 명칭

4.2 1차 시험 결과

그림 2와 그림 3의 Noncoherent .Power Spectrum을 T/M의 Autospectrum과 비교한 결과, 저주파 대역의 엔진 회전수와 동조[5]되는 신호를 제외하고는 완전하게 일치하고 있다는 것으로 보아 Eq. 3의 정의에 따라 $\gamma^2_{xy} \approx 0$임을 알 수 있고 엔진과 T/M이 서로 다른 양상으로 진동하고 있음을 알 수 있다. 그림 2는 타행시(이상소음 발생하지 않을 시), 그림 3은 노치가속시 T/M의 Autospectrum과 엔진및 T/M의 Noncoherent Power Spectrum을 비교한 것이다.

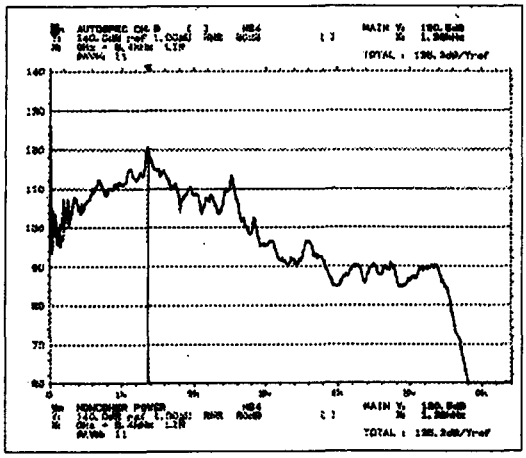

그림 2 타행시 트랜스미션의 Autospectrum(실선)과 엔진 및 트랜스미션의 Noncoherent power spectrum(점선)

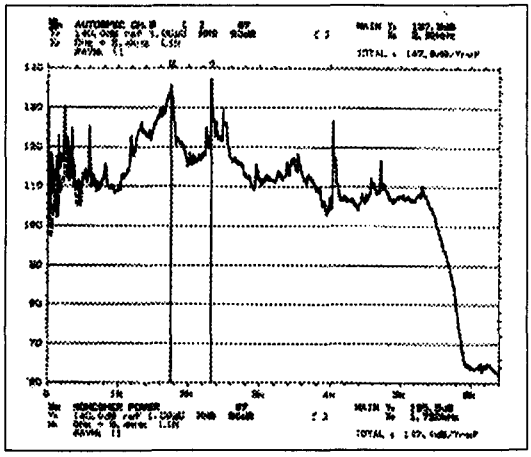

그림 3 노치가속시 트랜스미션의 Autospectrum (실선)과 엔진 및 트랜스미션의 Noncoherent Power spectrum(점선)

그림 4와 그림 5를 보면 타행시와 노치가속시 엔진및 T/M에서 유발되는 진동이 얼마나 차

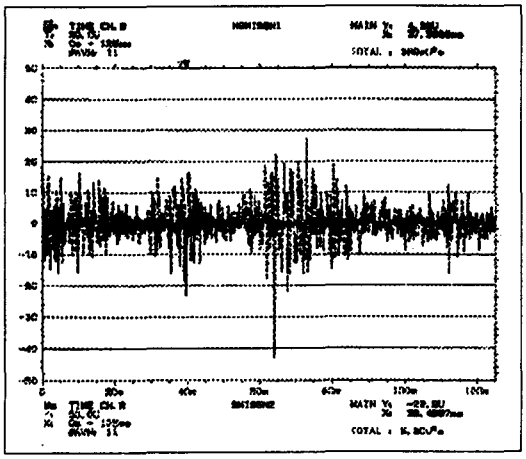

그림 4 타행시(실선) 및 노치가속시(점선) 트랜스미션의 진동 시간신호

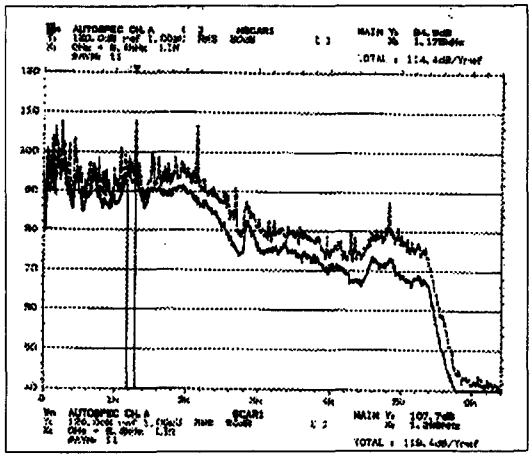

그림 5 타행(실선) 및 노치가속시(점선) 엔진의 수직방향 진동의 Autospectrum

이가 있는 지를 알 수 있는데, 엔진에서와는 진동레벨에 있어서 그다지 큰 차이가 없는 것으로

보이지만 T/M에서는 많은 차이를 보이고 있고, 특히, 고주파 영역으로 갈 수록 심한 것을 알 수 있다.

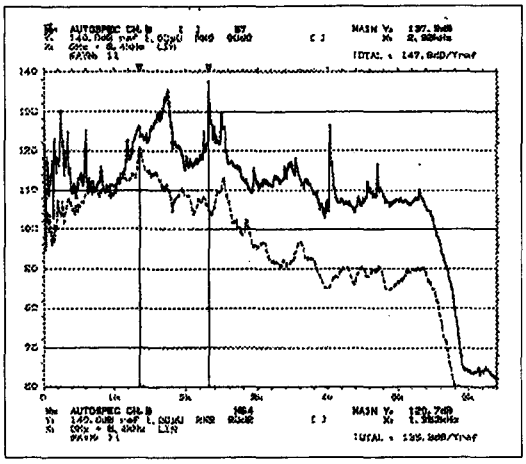

그림 6 타행시(실선) 및 노치가속시(점선) 트랜스미션의 진동 시간신호

그림 6은 타행시와 .노치가속시 T/M의 진동신호를 시간영역에서 비교한 것으로 노치가속시의 진동이 타행시의 진동에 비해 13.4배나 큰 것으로 나타났다.

그림 7과 그림 8은 각각 타행시와 노치가속시 T/M의 진동과 차체로 유입되는 소음신호를 함께 표시한 것으로 타행시 일정하게 들어오던 광대역 소음이 노치가속시에는 고주파에서 T/M의 진동과 동조되는 소음신호가 발생하고 있음을 알 수 있다.

이제까지의 결과로 보면 이상소음의 원인은 T/M의 지나친 진동에 의한 T/M내부의 결함으로 추측되나 그 주위의 영향도 배제할 수 없으므로 그 원인을 더 정확하게 판단할 목적으로 2차 시험을 수행하였다.

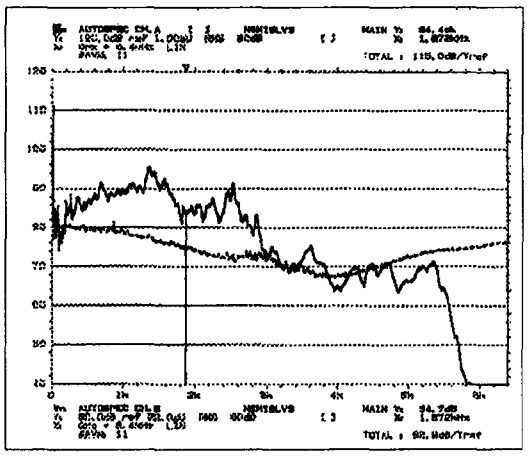

그림 7 타행시 트랜스미션의 상하진동(실선)과 차내에서 측정한 소음(점선)의 Autospectrum

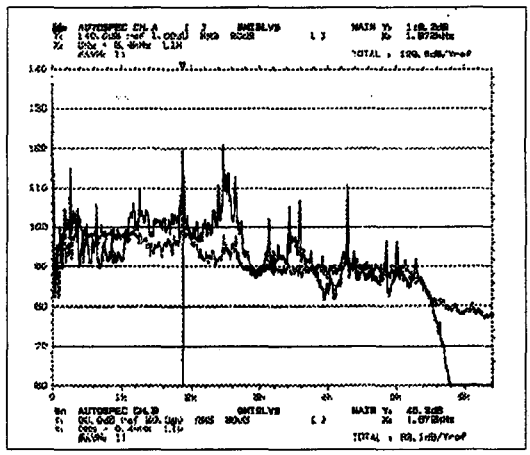

그림 8 노치가속시 트랜스미션의 상하진동(실선)과 차내에서 측정한 소음(점선)의 Autospectrum

4.3 2차 시험

주행중에 측정데이타만을 가지고 이상소음의 발생부위를 정확하게 찾아내는 것은 상당히 어렵고 오류의 가능성이 높다고 할 수 있다. 측정과 시각 및 청각적인 효과를 동시에 병행하면 소음원을 찾을 수 있는 확률은 더 높아 질 수 있다. 따라서 2차 시험은 차량을 정차한 상태에서 제동과 가속을 동시에 수행하여 차량이 전진하지 못하도록 한 상태에서 수행하였다. 2차시험은 사정

상 동일 차량으로 하지 못하고 유사한 이상소음이 발생하는 다른 차량에 대해서 수행하였다. 진동 가속도는 1축 가속도계를 T/M 상하와 T/M 마운팅 브라켓의 상하 및 좌우 진동을 측정할 수 있도록 부착하였고, 차상에서는 이상소음이 가장 크게 들리는 차바닥 위치에서 실시간으로 측정하였다. 차를 정차시킨 상태에서 제동과 T/M의 변속을 동시에 실시하고 엔진과 T/M의 과열을 방지하기 위하여 10초간 샘플링 하였다. A channel은 주로 진동을 바꿔가며 측정하였고, B channel은 차상의 소음만을 측정하여 두 신호간의 연관성을 비교하였다. System의 전체 구성은 그림 9와 같다.

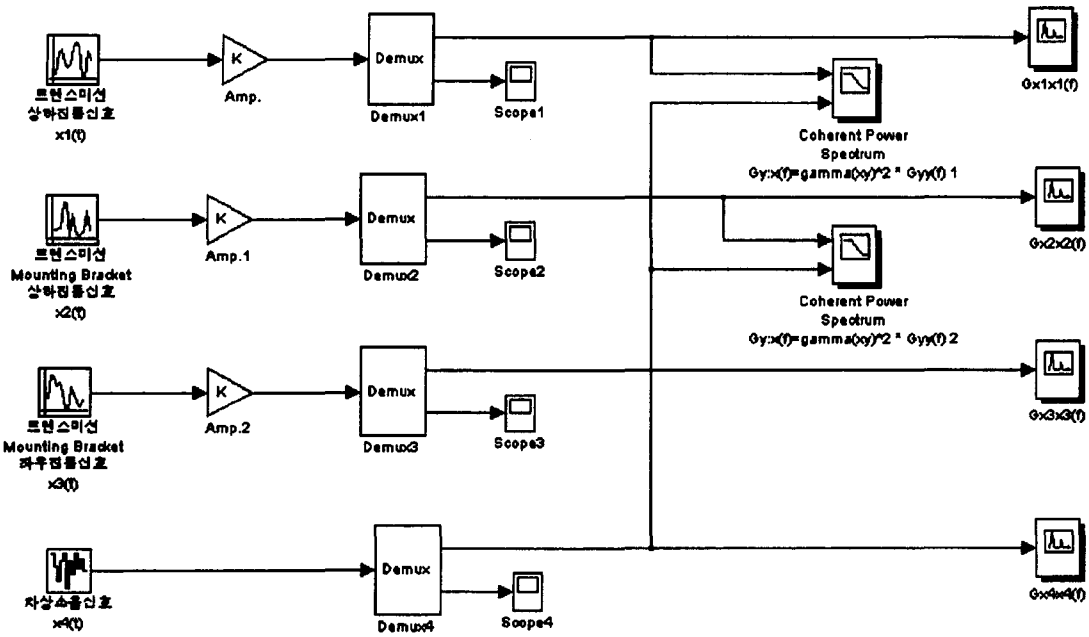

그림 9 System Setup 2

4.4. 2차 시험결과

그림 10은 T/M의 진동이 차상의 소음과 얼마나 관련되는 지를 확인할 수 있는 그림이다. 실선은 T/M구동시(이상소음 발생시) T/M에서 발생하는 진동의 Autospectrum(자기 스펙트럼)이고 점선은 그 순간 차상위에서 측정한 소음의 Autospectrum이다. 2 KHz 근처의 몇몇 주파수대역을 제외하고는 전체적으로 일치하지 않고 있는데, 이 결과는 1차 시험에서 제기 되었던 T/M자체의 진동과 실내소음과의 관계와는 다른 양상을 보여주고 있다. 1차시험의 차량에서 감지되었던 이상소음보다는 그 레벨이 훨씬 크며 변동 범위도 간헐적이 아니라 연속해서 빠르게 발생하고 있

다. 이러한 것에 비추어 본다면 실내소음과 T/M 자체의 진동을 고려할 때 관련된 몇몇 주파수 대역을 제외하고는 다른 요인에 의한 것이 지배적임을 의미한다.

그림. 11은 T/M 마운팅 브라켓의 진동이 차상의 소음과 얼마나 관련되는 지를 확인할 수 있는 그림이다. 실선은 마운팅 브라켓의 진동과 실내소음의 Coherent Power Spectrum이고 점선은 실내소음의 Autospectrum이다. 그림 11에서 2KHz 대역의 주파수 스펙트럼이 완전하게 일치하고 있음을 알 수 있다. 이는 차상의 2KHz대역 소음이 전적으로 마운팅 브라켓에 의해서 유발된 것임을 의미한다. 2KHz대역의 진동이 다른 주파수 대역보다 큰 것은 T/M의 종동축에 연결되어있는 기어들이 변속시마다 큰 진동을 일으켜 마운팅 브라켓의 진동을 이끌어 냈기 때문이다. 이 브라켓에 연결되어 있는 볼트와 방진고무내에 삽입되어 있는 거리조정 파이프간의 상호 충돌로 인하여 소음이 발생하고 있는 것으로 추측되었다.

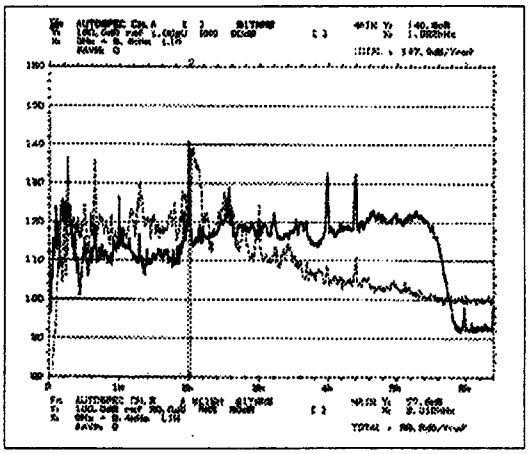

그림 10 트랜스미션의 상하진동(실선)과 차상소음(점선)의 Autospectrum

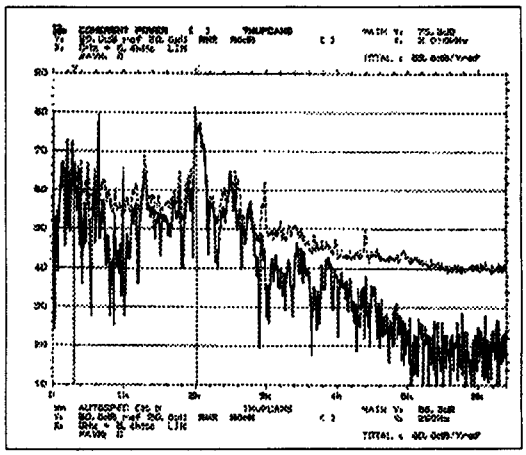

그림 11 트랜스미션 마운팅 브라켓의 진동 및 차상소음의 Coherent power spectrum(실선)과 차상소음의 Autospectrum(점선)

그림 12는 T/M 마운팅 브라켓의 볼트를 상대이동이 없도록 잘 조였을 때와 조이기전의 상하 진동 스펙트럼이다. 각각 진동 레벨이 12.5dB 및 13.6dB 가량 감소했음을 알 수 있다. 좌우진동의 경우는 여전히 2KHz 영역의 T/M진동이 크게 유입되고 있음을 알 수 있고 상하진동에서도 크지는 않지만 유사한 진동이 관측되고 있다.

그림 13은 조이기전과 조인후의 마운팅 브라켓의 수직진동에 대한 시간응답을 표시한 것으로 조이기전-후의 크기가 23배 가량 차이남을 알 수 있다.

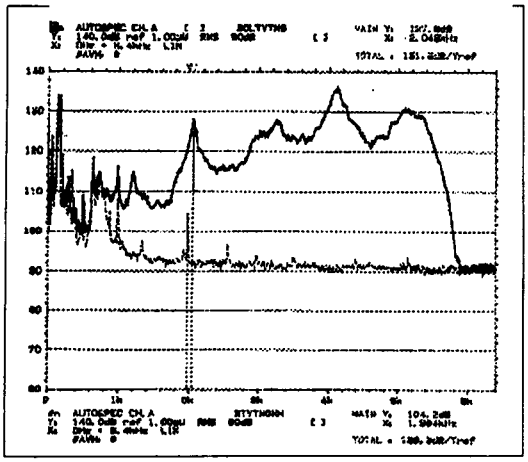

그림 12 진동제어전(실선)과 제어후(점선)의 트랜스미션 마운팅 브라켓의 상하진동 Autospectrum

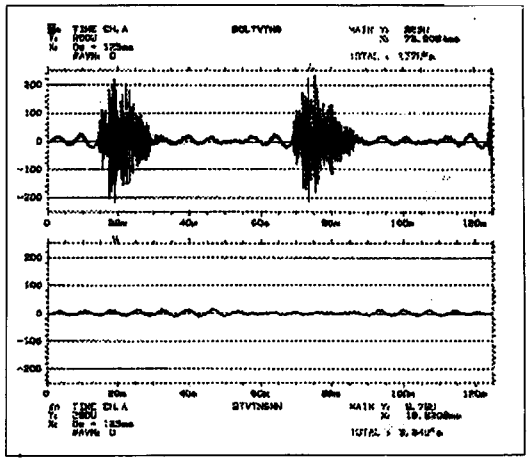

그림 13 진동제어전(상)과 제어후(하)의 트랜스미션 마운팅 브라켓의 시간신호

T/M 마운팅 브라켓의 진동을 줄이기 전후의 실내소음 스펙트럼이 그림 14에 주어져 있다. 2KHz 대역의 주파수 성분들이 현소해 졌음을 알 수 있고 각각의 시간영역 신호가 그림 15에 주어져 있다. 그림에서 알 수 있듯이, 주기적으로 들어오던 impulse신호들이 모두 소거되었음을 알 수 있다.

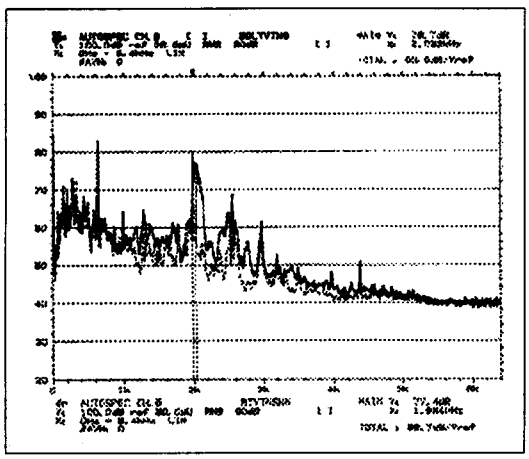

그림 14 진동제어전(실선)과 제어후(점선)의 차상소음의 Autospectrum

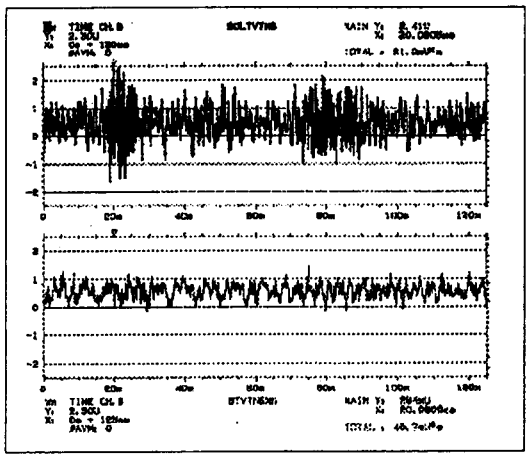

그림 15 진동제어전(상)과 제어후(하)의 차상소음 시간신호

5. 결론

복잡한 구조물의 진단을 위해서는 구조물의 상세한 설계사양과 작동구조등을 알아야 할 뿐만아니라 진단설비, 분석능력, 다양한 경험 등을 요하며 접근방법의 체계적인 계획수립이 필요하

게 된다. 이외에도 측정시 발생할 수 있는 부정확한 소음원의 측정, 입력 측정 노이즈, 입출력 시간지연 오차, 잔향(Reverberation)효과, 입출력 되먹임 효과, 입출력 비선형성, 소음원 측정 방해요소(Interference), 소음원간의 상관관계(Correlation), 일반적인 소음원의 주기성, 통계적인 샘플링 오차 등에 주의하여 오류를 최소화 시켜야 한다. 본 논문에서는 계측기술의 하나인 스펙트럼분석을 통하여 디젤동차에서 발생한 이상소음의 원인을 추적하였고, 유효한 결과를 얻을 수 있음을 입증하였다. 상기의 2차시험에 대한 결과는 다음과 같다..

1) 이상소음은 T/M과 방진고무를 체결하는 볼트와 방진고무의 수축량을 억제하는 파이프의 진동에 의해 야기되었음.
2) 상기의 소음은 변속시 T/M내에서 진동이 유발되어 마운팅 브라켓에 전달되었고 그 진동이 볼트와 파이프의 마찰을 가져왔음.
3) T/M내의 과대진동이 계속 발생할 경우 볼트풀림 등의 유사한 현상의 재발에 의해 이상소음이 발생할 가능성이 있음.

상기와 같이 디젤동차에 대해 소음원을 규명할 목적으로 스펙트럼 분석 방법을 사용하였고, 다른 복잡한 구조물일지라도 위에서 열거한 방법을 이용하여 진동의 전달과정, 이상소음의 소음원을 규명하는데 유용하게 응용할 수 있다.

6. 참고자료

(1) Victor Wowk, Machinery Vibration : Measurement and Analysis, McGraw-Hill, Inc. 1991.

(2) Randall R. B., B. Tech., B. A., Frequency Analysis, Bruel & Kaer, 1987.

(3) Bendat, J. S., and Piersol, A. G., Random Data : Analysis and Measurement Procedures, Wiley-Interscience, New York, 1971.

(4) Bendat, J. S., and Piersol, A. G., Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, Wiley-Interscience, New York, 1971.

(5) Fredric F. Ehrich, Handbook of Rotordynamics, McGraw-Hill Inc. 1992.