

제동장치 스켈소음의 특성 분석을 위한 시험평가시스템 개발

박호*, 김동규**, 김흥섭***

Development of Testing Evaluation System for Analyzing Squeal Noise Characteristics of the Brake System

Ho Park*, Dong-Kyu Kim**, Heung-Seob Kim***

Abstract

Analysis of squeal noise generated during brake operation is an important task for the improvement of brake noise problem. By the use of measuring instrument and techniques, test and evaluation process are to be developed systematically in quantitative analysis. The cost for test and evaluation can be reduced, and the technical power can be raised by the developed system.

Key Words : Brake System(제동장치), Noise and Vibration(소음진동), Signal Processing(신호처리), Data Acquisition(데이터 수집), Test and Evaluation(시험평가)

1. 서 론

제동시스템에서는 열에너지뿐만 아니라 고착-미끄러짐(stick-slip)저동에 의해 야기되는 진동에너지와 소리에너지도 발생하여 브레이크의 성능을 떨어뜨릴 뿐만 아니라 주위사람을 불쾌하게 한다. 이렇게 발생된 소음을 브레이크 소음이라 한다. 브레이크의 이상소음은 차량의 흡배기 계통의 소음과 달리 간헐적이고 매우 날카롭게 발생하여 신경에 매우 거슬리므로 우선적으로 저감시켜야 할 대상이다. 브레이크 이상소음은 발생 주파수에 따라 그 원인이

나 해결을 위한 접근방법에 큰 차이가 있으며 그 구조와 작동원리가 복잡하고 소음의 발생원인 또한 다양하여 문제해결이 어렵다는 특징을 갖고 있다.^(1,3)

기존 생산업체에서는 마찰재에 대한 품질관리측면에 주안점을 두어 왔으나 자동차의 고급화 및 소비자의 구매패턴 변화에 따라 소음진동에 대한 요구사항이 증대하여 왔다. 이러한 요구수준을 충족하기 위해서는 제동시에 발생하는 소음의 다양한 스펙트럼분석과 소음발생메카니즘의 규명에 대한 연구가 필요하다. 국내에서도 제동특성평가를 위한 시험기 개발 및 마찰소음해석에 대한 연구^(4,5)가

* 천안공업대학 자동차공학과
(tigerpark@dragon.cntc.ac.kr)
** 조선대학교 공과대학 우주항공공학과
*** 인제대학교 기계자동차공학부

보고되었으며, 최근에는 제동시 브레이크디스크의 진동모우드형을 측정하기 위해 시간평균 ESPI법을 적용한 사례⁶⁾도 소개되고 있다. 그러나 현 중소기업체에서는 이런 분야에 대한 기술 및 인력부족으로 그러한 요구에 대해 능동적으로 대처하지 못하고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 현재 관능평가에 주로 의존하고 있는 제동장치 마찰재의 소음·진동에 대한 시험평가를 계측장비 및 측정기술을 이용하여 체계화하고 측정데이터의 분석을 통해 정량화함으로써 시험평가 비용절감 및 시험평가 기술력을 제고하고 객관적인 자료로써 활용가능하도록 시험평가 시스템을 개발하고자 한다.

2. 신호처리 이론

2.1 시간영역 해석이론

시간 영역에서 사용되고 있는 해석 기법들은 통계학에 기초를 두고 있다.⁷⁾ 그러나 컨볼루션(convolution)과 같은 분야는 주파수 영역에서 처리하여 시간 영역으로 변환하는 방법을 사용하는 것이 처리시간을 단축시키는 경우도 있다. 본 절에서는 시간 영역에서 사용되는 해석 기법의 이론을 고찰하여 프로그램모듈 작성에 이용하고자 한다.

확률변수 X 에서 모집단 x_i 그리고 확률을 $f(x)$ 와 R_i 이라 하면 연속 확률의 경우 정의식들은 다음과 같다.

$$\text{평균} : m \quad m = \int_{-\infty}^{\infty} xf(x)dx \quad (1)$$

$$\text{분산} : \sigma^2 \quad \sigma^2 = \int_{-\infty}^{\infty} (x - m)^2 f(x)dx \quad (2)$$

이산확률일 경우 정의식은 다음과 같다.

$$\text{평균} : m \quad m = \sum_{i=1}^N x_i R_i \quad (3)$$

$$\text{분산} : \sigma^2 \quad \sigma^2 = \sum_{i=1}^N (x_i - m)^2 R_i \quad (4)$$

$$\text{표본평균} : \bar{x} \quad \bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (5)$$

$$\text{표본분산} : S \quad S^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \quad (6)$$

RMS 값을 이용하면 어떤 계에 대해 전 주파수대에 걸친 진동의 크기가 문제될 경우 구조 변경으로 인한 진동의 전체 크기의 변화를 파악할 수 있다. 또한, 시스템 결함에 의해 소음이나 진동이 증가할 경우 RMS 값의 변화 추이를 관측하여 그 시점을 파악하는 결함 진단에 사용한다.

진동의 평균값 $\bar{x}(t)$, 절대평균값 $|\bar{x}|$, 제곱평균값 $\overline{x^2}$, 실효값 x_{rms} 등은 임의의 진동 파형의 특성을 표시하는 지수로서 평균화 시간 T 를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$1) \text{ 평균값} : \bar{x} \quad \bar{x} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t)dt \quad (7)$$

$$2) \text{ 절대평균값} : |\bar{x}| \quad |\bar{x}| = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad (8)$$

$$3) \text{ 제곱평균값} : \overline{x^2} \quad \overline{x^2} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t)^2 dt \quad (9)$$

$$4) \text{ 실효값} : x_{rms} \quad x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x(t)^2 dt} \quad (10)$$

Crest factor는 다음 식과 같이 피크값과 RMS의 비를 의미하는데 하중이나 속도에 부분적으로 민감하지 않고, 초기 결함을 감지 할 수 있는 인자이다.

$$\text{Crest Factor} = \frac{(\text{peak} - \text{to} - \text{peak})/2}{\text{RMS}} \quad (11)$$

Crest factor는 소음, 진동 신호의 충격에 대한 측정치로써 사용되며, 정현파의 Crest factor는 1.414이며, 불규칙 소음의 경우 일반적으로 3보다 작다.

2.2 주파수영역 해석이론^(8,9)

주파수 영역 해석에서 주기성을 파악하기 위해 사용하는 스펙트럼은 하나의 신호에 대한 파워 스펙트럼과 두개의 신호 사이의 크로스 스펙트럼의 두 가지가 있다. 스펙트럼은 아래와 같이 $x(t)$ 의 푸리에변환 $X(f)$ 와 그 공액 복소수와의 곱에 대한 앙상블 평균으로 정의된다.

$$S_{xx}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{X(f)^* X(f)}{T} \right] \quad (12)$$

같은 과정으로 크로스 파워 스펙트럼은 두 신호 $x(t)$, $y(t)$ 의 푸리에 변환의 공액 복소수 $X(f)^*$ 와 $Y(f)$ 의 곱에 대한 앙상블 평균으로 정의된다.

$$S_{xy}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{X(f)^* Y(f)}{T} \right] \quad (13)$$

기여도 함수는 측정한 두 신호 사이의 선형적인 종속 정도를 나타내는데 두 신호 $x(t)$, $y(t)$ 의 크로스 스펙트럼 제곱을 각각의 파워 스펙트럼으로 나눈 값이 기여도 함수 값이 된다.

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_{xx}(f)S_{yy}(f)} \quad (14)$$

기여도 함수를 구할 경우는 반드시 크로스 스펙트럼과 파워 스펙트럼을 2회 이상 평균화 시켜야 한다. 크로스 스펙트럼은 잡음의 영향을 받기 때문에 50회 이상의 많은 평균화로 기여도 함수를 구해야 한다.

유한 개의 데이터를 FFT할 경우 발생하는 데이터손실은 정확한 주파수 성분을 찾아내는데 어려움을 준다. 이런 현상을 방지하기 위해 유한 개의 데이터에 서로 다른 가중 값을 주는 윈도우함수를 사용한다. 이상적인 윈도우는 필터링된 데이터의 주파수 성분을 임펄스의 형태로 만들어 주어야 한다. 즉, 주기 성분의 주파수에서만 피크 값을 가지도록 하는 것이다. 그러나 이상적인 기능의 윈도우는 무한한 길이를 요구하므로 불가능하며 유한한 길이의 윈도우로써 그 기능을 수행하도록 하여야 한다. 정상 신호(stationary signal) 또는 랜덤신호의 경우 일반적으로 적절한 윈도우는 데이터 양끝을 0으로 하고, 신호의 크기를 기록시간 T에 대해 서서히 변하게 하는 것이다. 임펄스 신호, 지수적으로 감소하는 신호와 같은 특별한 신호는 사각형(rectangular), 지수형(exponential) 윈도우(window)를 사용한다.

한편, 소음의 최종 판단은 청각의 민감도에 따라 시끄러운 정도가 판단된다. 이러한 판단의 척도로서 음압 레벨이 사용될 수 있으나 이를 그대로 적용할 경우, 실제로 느끼는 감각과는 큰 차이점이 있는 것으로 알려져 있다. 이러한 이유는 청각의 민감도는 소음의 주파수는 물론 지속 시간, 소음의 특성 등 여러 가지 복합적인 인자에 좌우되기 때문이다. 따라서, 실제로 느끼는 시끄러움과 비례관계

에 있는 소음 레벨의 새로운 정의가 필요하게 되었으며 이는 곧 각종 소음 평가 방법이 제안되고 있는 이유가 된다. 이러한 목적에 사용될 수 있는 한가지 손쉬운 방법은 소음 레벨에 주파수에 따른 보정을 가하는 것이다. 주파수 보정에는 A, B, C, D의 네 종류의 보정이 사용되고 있는데, 이들 중 A-보정 곡선이 가장 널리 사용되고 있다. 이는 A-보정이 청각의 민감도에 가장 유사한 것이기 때문이며, A-보정 곡선을 사용하여 얻은 소음 레벨을 dB(A)로 표시하여 비보정 소음 레벨과 구별하고 있다.

3. 신호처리 시스템의 구성 및 성능평가

3.1 하드웨어의 구성

시스템의 전체 구성은 하드 웨어와 소프트 웨어 부분으로 구분되는데, 하드 웨어 부분에는 센서(음압, 가속도, 페달, 온도) 유닛, 전치 증폭기, A/D 변환기로 구성된다. 소프트 웨어는 하드웨어의 교정 및 데이터 획득 부분의 지정, 입력된 신호의 시간 영역, 주파수 영역에서 신호처리를 수행하게 된다.

현재 상용 계측용 마이크로폰과 전치 증폭기는 고가이며 형태가 길이방향으로 길고 기계 구조적으로 전치 증폭기를 반드시 마이크로폰의 후단부에 고정시켜야 하므로 설치 장소의 제약과 측정이 곤란한 경우가 발생한다. 그리고 사용 범위가 범용으로 되어 있으므로 매우 큰 또는 매우 작은 신호에 대해서는 적합하지 않은 구조로 되어 있다. 또한 이에 사용되는 마이크로폰은 특수한 전압을 요구하고 있어 일반 전치 증폭기의 사용이 불가능하다. 따라서 측정 현장의 상태에 따라 이에 적합한 형태의 마이크로폰과 전치 증폭기의 제작이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 시중에서 쉽게 구입이 가능하며 형태가 작고 주파수 특성이 우수한 콘덴서형의 마이크로폰을 사용하며, 이에 적합한 전원 공급 기능과 고소음 계측에 적합한 고정증폭도를 지닌 전치증폭기를 제작하고자 하였다.

사용된 마이크로폰(CMT-H, Bosung Electronics)은 콘덴서형으로 입력 임피던스가 $1k\Omega$ 최대치, 신호대 잡음비(S/N ratio)가 60dB인 제품이다. 현장 실험에서 마이크로폰의 보호와 용이한 연결을 위하여 마이크로폰 케이스를 Fig. 1과 같이 제작하였다.

전치 증폭기는 최대한 전원 노이즈의 영향을 배제하기 위하여 내부 배터리를 사용하였으며, 다양한 입력신호의 크기에 대비하여 4개의 증폭 변화가 가능하게 감쇠기(attenuator)를 부착하였다. 전치 증폭기의 내부 회로는

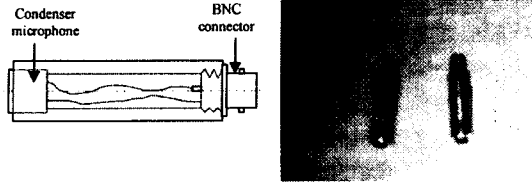


Fig. 1 Microphone Unit

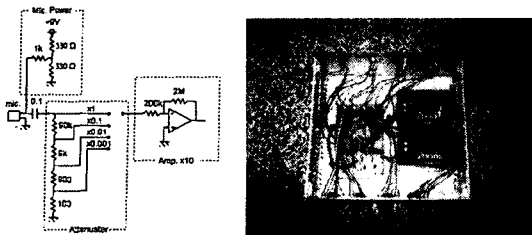


Fig. 2 Circuit of pre-amplifier

Fig. 2와 같다.

A/D 변환기(PCM-MIO-16E-4, Texas Instruments)는 전치 증폭기에서 증폭된 음압 아날로그 신호를 컴퓨터에서 디지털 신호로 입력시키는 장치로 본 연구에서 사용한 A/D 변환기는 최대 샘플링 1.25 MHz, 12비트 분해능, 16 채널 입력과 8채널 출력이 가능한 보드이다. 일반적인 제동 장치의 스킵소음의 최대 주파수 범위가 0~15kHz인 것을 고려하여 본 연구에서는 입력 채널을 4채널로 고정하였다.

3.2 소프트웨어의 구성

본 연구에서 제작한 제동장치 시험평가용 소프트웨어는 테스트 셋업, 교정 셋업, 데이터획득 셋업, 시간 해석, 주파수 해석 부분으로 구성되어 있는데 각각의 셋업들은 상호 연결되어 지속적인 실험 조건의 유지가 가능하다. 개발된 소프트웨어의 특징은 기존의 FFT 분석기와 A/D 변환기를 이용한 해석의 단점을 상호 보완하였다는 것이다. 기존의 FFT 분석기는 좋은 데이터 분석 능력에 비해 채널의 확장성, 이동성, 가격면에서 약점을 가지고, A/D 변환기를 이용한 해석은 좋은 확장성을 가지나 실시간 주파수 해석의 성능은 좋지 않다. 본 연구에서 개발한 시스템은 실시간 시간, 주파수 분석이 가능하고, 채널의 확장이 용이하다는 장점이 있으며, 다음과 같은 모듈로 구성

되어 있다.

(1) 메인 화면

메인 화면은 전체 소프트웨어 구동을 위한 메뉴바와 소프트웨어 로고가 출력되는 화면이다. 본 화면을 통하여 마우스, 키보드로 전체 소프트웨어 구동이 가능하다.

(2) 테스트 셋업(Test Setup)

테스트 셋업은 측정 실험 이전에 실험의 성격, 데이터의 분류, 센서의 상태, 해석시 주의점 설명을 기록하는 셋업이다.

(3) 교정 셋업(Calibration Setup)

교정 셋업에서는 입력 채널의 선정, 각각의 입력 채널의 게인값, 오프셋 레벨, 입력 채널의 이름의 지정이 가능하다. 그리고 소음 신호의 정량적인 분석을 위하여 각각 교정값 및 dB 참고값의 입력할 수 있다. 여기에 입력된 값을 이용하여 주파수 영역에서 입력되는 신호의 정량적인 분석이 가능하다.

(4) 데이터 획득 셋업

데이터 획득 셋업은 A/D 변환기 샘플링 주파수, 관심 주파수 범위 입력, 평균화 방법 및 평균 횟수 선정, 윈도우 형태 선정, FFT 오버랩(overlap) 선정, dB REF 입력, 트리거(trigger) 유무에 따른 트리거 방법, 초기치 선정등을 수행한다. 교정 셋업과 마찬가지로 입력 채널 범위, 채널의 이름의 선정이 할 수 있다. 데이터 획득 셋업에 작성한 초기치를 저장하여 계속적으로 동일한 실험을 수행할 수 있게 하였다.

(5) 시간 해석(Time Analysis)

시간 영역에서의 해석은 과도적인 응답특성이나 주기성을 갖는 신호의 분석에 이용되어 지는데, 일반적으로 신호의 평균(mean value), 분산(covariance), 실효치(RMS), 첨두치(peak-to-peak), 표준 편차(standard deviation), Crest factor 등을 이용하게 된다.

시간 영역의 해석에서는 화면상에 출력할 채널의 선정과 화면상의 X, Y 축의 분해능과 오프셋을 정의한다. 다음으로 A/D 변환기의 샘플링 주파수와 한번에 입력할 데이터 개수를 선정한다. A/D 변환기의 샘플링 주파수는 프로그램에서 최대 입력 채널의 수를 4개로 하였기 때문에, 실제 화면상에 출력되는 각각의 신호의 샘플링은 선정된 샘플링 주파수의 1/4에 해당한다.

또한, 입력 채널의 트리거 선정시에는 트리거 방법과 초기치(트리거 레벨)을 정의해야 한다. 화면상의 시간 영역의 해석은 한 개의 입력 채널만을 선정하였을 경우에 정확한 값을 제시하며, 보통 여러 채널의 사용하는 경우에는

각각의 채널을 값을 반복해서 보여준다.

(6) 주파수 해석(Frequency Analysis)

주파수 해석은 신호의 주기성을 파악하는데 많이 이용되어지는데, 예전에는 상관함수의 푸리에 변환 또는 DFT를 사용하였지만 지금은 모든 주파수 분석에서 FFT를 이용한다. 본 연구에서 개발한 소프트웨어에서의 주파수 해석은 각종 스펙트럼(Auto, Cross spectrum), 기여도(coherence), 전달함수(transfer function) 등의 분석이 가능하다. 스펙트럼은 입력 2채널에 대해 각각 수행되어 지고, 기여도 및 전달함수는 CHA를 입력, CHB를 출력으로 하여 계산을 수행하게 된다.

화면에 출력될 채널과 출력될 신호의 형태를 정의하고, 최대 주파수 범위와 FFT 변환되어질 데이터 개수를 지정한다. 정상 상태 신호의 정확한 분석을 위하여 평균화 방법과 횡수를 지정하고, 윈도우의 형태를 지정하는데 윈도우를 지정하지 않으면 디폴트로 하닝(Hanning) 윈도우를 거치도록 되어있다

Y축 형태로는 linear, log를 지정할 수 있으며, 입력되는 신호의 정량적인 분석을 위하여 dB reference값과 Y reference 값을 지정할 수 있다. 신호의 정량적인 분석을 위해서는 측정 이전에 음향 교정기(sound calibrator)의 출력을 마이크로폰, 전치 증폭기 등을 통하여 본 시스템에 입력시켜 dB 기준값을 구하여야 한다.

시간 영역과 주파수 영역에서 분석한 데이터의 저장은 실제 프로그램의 구동 중이나 정지 후에 모두 가능하도록 되어 있다.

3.3 시스템의 성능평가(모의실험)

실차 제동장치의 실험에 앞서 개발된 시스템(마이크로폰, 전치 증폭기, 소프트웨어)의 성능 평가를 위하여 연구실에서 간단한 소음 측정 실험을 수행하였다.

개발된 시스템의 성능 평가를 위한 실험 장치는 다음과 같다. 먼저 입력 신호의 정량적인 분석을 위하여 소음 교정기(Pistonphone, B&K 4220)의 출력 소음 신호(1 kHz 정현파를 124 dB로 발생)를 제작한 마이크로폰을 이용하여 계측하고, 전치 증폭기, A/D 변환기를 거쳐 개발된 소프트웨어에 입력시킨다. 주파수 해석에서 Y축을 dB ref로 선정하고 1 kHz의 스펙트럼의 크기가 124dB가 되도록 dB 기준값을 구한다. 모든 소음 측정에서 선정된 dB 기준값을 사용하면 측정 소음의 정량적인 평가가 가능하게 된다.

신호 발생기(function generator, LFG 1300)에서 2 kHz의 정현파 신호를 발생시키고, 이것과 연결된 스피커에 전달시킨다. 스피커에서 발생된 소음 신호를 제작한 마이크로폰과 전치 증폭기를 거쳐 A/D 변환기에 입력시킨다. 개발된 소프트웨어에서의 시간 영역과 주파수 영역에서 입력 신호의 분석을 수행한다. 시간 영역의 해석 결과 2 채널의 입력 신호가 정확하게 도시화되는 것을 확인할 수

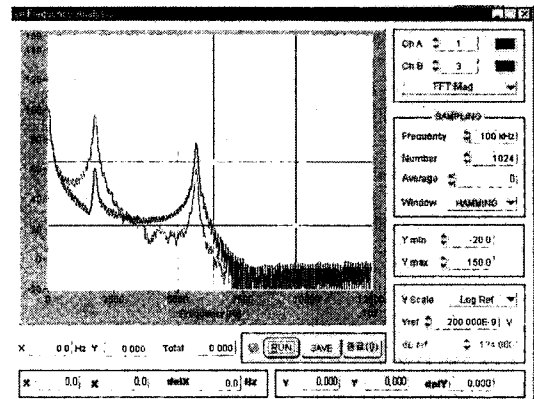


Fig. 4 Frequency data of test signal (2,000 Hz and 6,000 Hz)

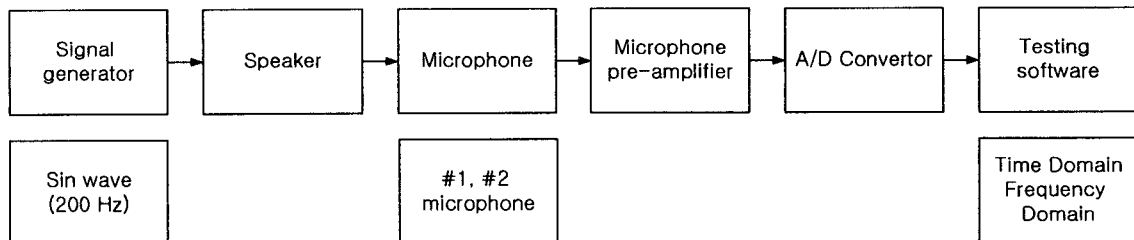


Fig. 3 Flow for evaluating performance of the developed system

있으며, 소프트웨어에서 출력되는 각각의 채널의 평균, 분산, 첨두치, 실효치의 값이 계산값과 정확하게 일치함을 알 수 있었다.

Fig. 4는 두개의 주파수에 대한 소음 측정의 결과를 보여주고 있다. 1번 마이크는 6 kHz의 소음원 근처에 있으며, 3번 마이크는 2 kHz의 소음원 근처에 배치시킨 경우의 결과이다. 측정 소음의 주파수 분석 결과에서 정확하게 특정 주파수에서 피크치를 가지는 것을 확인할 수 있었다. 즉, 임의적으로 발생시킨 정현파 신호에 대한 시간 영역과 주파수 영역에서의 해석 결과 개발된 하드웨어, 소프트웨어가 제대로 작동됨을 알 수 있었다.

4. 시험평가 시스템을 이용한 실차 실험

실제 주행중인 자동차에서 개발된 시험평가 시스템을 이용하여 제동소음 측정 실험을 수행하였다.

4.1 실차 제동소음의 실험장치의 구성

실차 실험에서 마이크로폰은 앞바퀴 뒷면과 자동차 실내 조수석의 귀위치에 배치시켰다. 자동차 앞바퀴 뒷면은 제동시 제동 소음을 정확하게 측정할 수 있는 위치이며 (Photo 1), 조수석 귀위치는 실제적으로 탑승자의 귀에 어느 정도의 소음 레벨로 제동 소음이 전파되는 것을 확인하기 위하여 배치시켰다(Photo 2).

실제적으로 마찰제 제작업체에서는 사운드 레벨 미터를 운전석 귀위치에 배치시키고 단순히 최대 소음만을 측정하고 있다. 이러한 방법은 최대 소음(오버올 레벨)만이 측

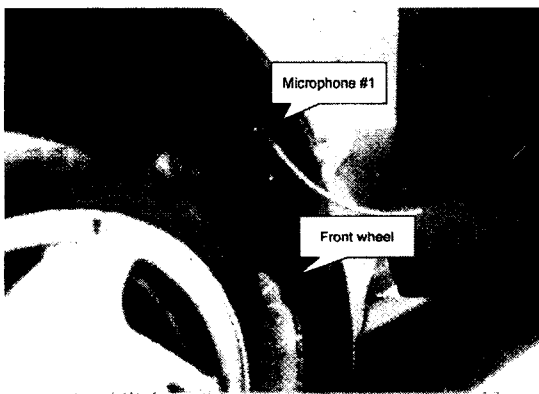


Photo 1 Microphone #1 (side of front brake system)

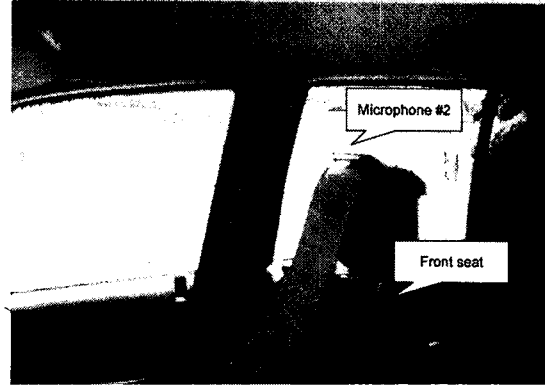


Photo 2 Microphone #2 (hear position of front seat)

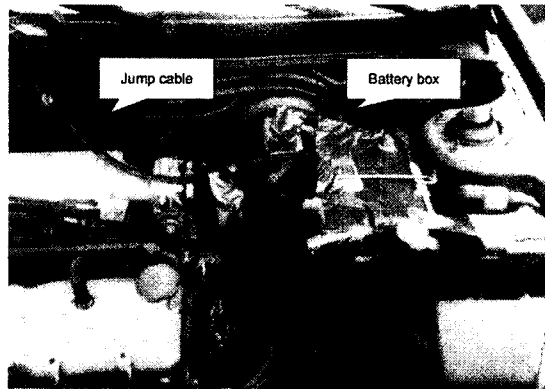


Photo 3 Battery box for supplying DC power

정 가능하여 측정 소음의 주파수 정보는 알 수 없다.

제동 소음 측정을 위한 전원은 엔진 소음의 측정시와 동일하게 자동차 배터리의 DC 전원으로부터(Photo 3) 파워 인버터를 이용하여 변환(DC 220V)하였다. 그러나 향후 개발된 시스템이 노트북에서 운용된다면 큰 파워를 요구하지 않기 때문에 배터리 직접 연결하는 대신에 자동차 시가잭 전원을 이용하는 것이 가능하다.

제동 소음의 측정을 위해 사용된 실험 장치는 다음과 같다. 앞바퀴 뒷면과 자동차 실내 조수석의 귀위치에 배치시킨 마이크로폰을 이용하여 제동 소음을 측정한다. 마이크로폰 출력은 전치 증폭기에 의해 증폭되어 A/D 변환기의 확장 보드에 연결되어 A/D 변환기로 입력된다. 엔진 소음의 측정시와 동일하게 전치 증폭기, A/D 변기는 파워



Photo 4 Microphone amplifier for amplifying brake noise signal

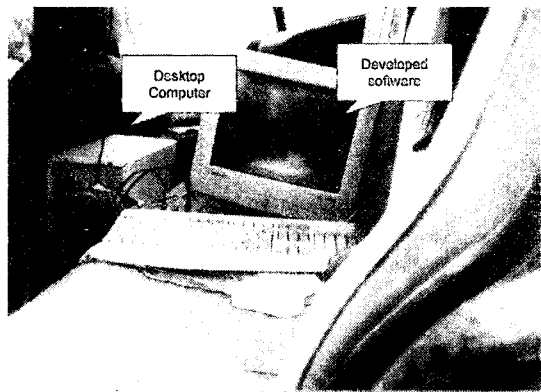


Photo 5 Measuring system for brake noise

인버터와는 거리를 두어 배치시켜야 최대한 잡음을 배제할 수 있다.

Photo 4에서 보는 바와 같이 사용된 전치 증폭기는 내부에 4 단계로 조절되는 감쇠기를 내장하고 있다. 따라서 출력되는 신호의 크기를 관찰하여 감쇠의 단계를 결정한다. 제작한 전치 증폭기는 내부 잡음을 최대한 방지하기 위하여 감쇠기를 덮스위치 형태로 설계하였다. Photo 5는 제동소음을 측정하기 위한 신호처리 시스템을 보이고 있다.

4.2 제동소음 측정결과 분석

제동 소음의 측정 결과에서 실내에서는 엔진 소음과 제동 소음이 모두 계측되었으며, 앞바퀴 뒷면의 마이크로폰

에서는 제동 소음이 지배적으로 나타나고 있음을 알 수 있다. 제동시 마이크로폰 #1(앞바퀴 뒷면)에서의 소음 레벨은 80dB 를 초과하며 실내로 전파되었을 경우에는 75 dB 정도의 소음 레벨을 보이고 있다.

측정되어진 소음 신호에서 1,000 Hz 미만에서는 엔진 소음이 지배적으로 나타나고 있으며, 제동 소음은 2,500~6,000 Hz 범위에서 주로 발생하며, 5,800 Hz 근처에서 최대 소음 레벨(82 dB)을 나타내고 있다. 그러나 자동차 실내에서 측정되어진 제동소음 레벨은 크기면에서 엔진 소음에 비해 작게 나타나고 있지만 발생하는 주파수 범위는 대부분 일정하게 분포되는 것을 확인할 수 있었다.

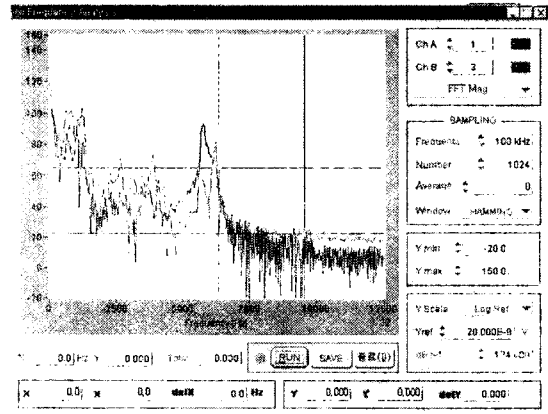


Fig. 5 Frequency data of brake noise measuring test #1

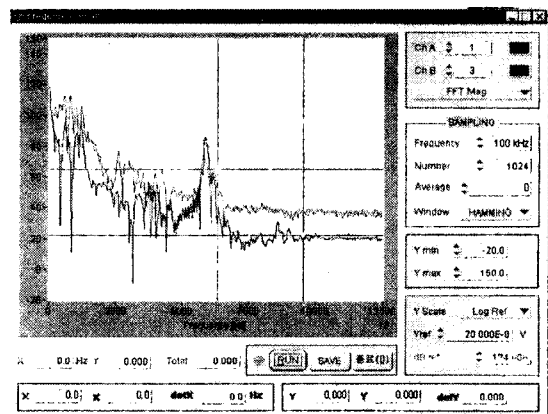


Fig. 6 Frequency data of brake noise measuring test #2

5. 결론 및 기대효과

제동 장치의 소음진동 성능 평가를 위한 연구의 결과로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 가) 제동 장치의 소음진동 시험 평가용 시험 장치의 하드웨어(마이크로폰, 전치 증폭기)와 소프트웨어를 제작하였다.
- 나) 개발된 시스템의 검증을 위하여 임의의 소음원과 엔진 소음에 대한 측정시험결과 시간 영역과 주파수 영역에서 기존의 제품과 동일한 성능을 가짐을 확인할 수 있었다.
- 다) 본 연구의 결과를 통하여 실차 주행상태에서 제동소음의 측정 결과에서 지금까지 현장에서 피크 소음 레벨만을 측정하였던 방식을 사용하였던 것에 비해 피크소음 레벨과 지배적인 주파수 정보를 동시에 모니터링 할 수 있는 결과를 가져올 수 있었다.
- 라) 다양한 환경 상태에서 개발된 시스템의 성능 평가를 수행한 결과 본 시스템이 제동장치의 소음진동 특성평가를 위한 실험장치로 유용함을 검증하였다.

지금까지의 연구 결과를 바탕으로 각종 제동 장치의 주파수 분석이 가능하므로 앞으로 성능평가 시스템을 이용한 소음진동 실험과 FE 모델의 개발을 통한 유한요소해석을 병행하면 제동시 소음진동특성을 개선할 수 있는 설계 변경에 대한 연구도 효율적으로 진행되리라라고 사료된다.

후 기

본 논문은 1998년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 연구되었음.

참 고 문 헌

- (1) J. D. Fieldhouse, P. Newcomb, "The Application of Holographic Interferometry to the Study of Disc Brake Noise", SAE 930805, pp.1256~1270, 1993.
- (2) Mikio Matsuzaki, Toshitaka Izumihara, "Brake Noise Caused by Longitudinal Vibration of Disc Rotor", SAE 930804, pp.1248~1255, 1993.
- (3) F. Lloyd et al, "Static Friction - What It is, What Affects It", SAE 941034, pp.1466~ 1474, 1994.
- (4) 김영수 외 4명, "브레이크의 제동특성 평가를 위한 시험기의 설계 및 제작", 대우기보 제38호, pp.55~66. 1995.
- (5) 장한기, 이성호, 김태일, "습식 디스크 브레이크의 마찰소음 해석 및 저감", 대우기보 제 41호, pp. 59~66. 1996.
- (6) 강영준, 김동우, "시간평균 ESPI를 이용한 디스크브레이크의 진동모드측정에 관한 연구", 한국공작기계학회지 제8권 제4호, pp.79~86,1999.
- (7) William W. S. Wei, "Time Series Analysis", Addison-Wesley Publishing Co., pp.6~30, 1990.
- (8) Samuel D. Stearns, Ruth A. David, "Signal Processing Algorithms", Prentice-Hall Inc., pp.79~97, 1988.
- (9) D.E.Newland, "Random Vibrations and Spectral Analysis", Longman Inc., pp.95~146, 1984.