공기 기인 소음 분석과 음향 인텐시티법을 이용한 타이어에 의한 실내 소음 예측

Prediction of Interior Noise Caused by Tire Based on Sound Intensity and Acoustic Source Quantification

신 광 수* · 이 상 권† · 황 성 옥*

Kwang-Soo Shin, Sang-Kwon Lee and Sung-Uk Hwang

(Received December 11, 2012 ; Revised March 7, 2012 ; Accepted March 7, 2012)

Key Words : Pattern Noise(패턴노이즈), Sound Intensity(음향 인텐시티), ASQ(공기 기인 소음 분석), Transfer Function(전달 함수)

ABSTRACT

Tire noise is divided into a road noise(structure-borne noise) and a pattern noise(air-borne noise). Whilst the road noise is caused by the structural vibration of the components on the transfer path from tire to car body, the pattern noise is generated by the air-pumping between tire and road. In this paper, a practical method to estimate the pattern noise inside a passenger car is proposed. The method is developed based on the sound intensity and airborne source quantification. Sound intensity is used for identifying the noise sources of tire. Airborne source quantification is used for estimating the sound pressure level generated by each noise source of a tire. In order to apply the airborne source quantification to the estimation of the sound pressure, the volume velocity of each source should be obtained. It is obtained by using metrics inverse method. The proposed method is successfully applied to the evaluation of the interior noises generated by four types of tires with different pattern each other.

1. 서 론

자동차 기술의 발달과 환경공해에 대한 관심의 증가로 자동차 엔진 및 공기역학적인 소음의 획기적인 감소가 이루어졌으며 이에 따라 자동차 타이어 소음은 그 중요성이 더욱 증가되고 있다. 이러한 측면에서 타이어 소음의 가장 큰 비중을 차지하고 있는 패턴소음은 타이어 제조업체의 중요 연구과제이다. 포장 노면 아스팔트 주행 시 차량의 속도가 높

아짐에 따라 노면과 맞닿아 있는 타이어 음압 레벨은 증가한다. 타이어에서 발생하는 노이즈는 전달 경로에 따라 고체전달음(structure-born noise)과 공기전달음(air-born noise)으로 표현되며 타이어 패턴 노이즈는 공기를 매개체로 전달되는 차량 실내 투과음으로 정의된다^(1~3). 로드노이즈는 노면과 타이어 및 차체와 타이어와의 연관된 문제로써 분석과 개선이 어려우며, 500 Hz이하의 주파수 대역에서 발생하며 일반적으로 60~65 dBA의 피크를 가지며, 250 Hz이상의 주파수 대역에서는 주파수가 증가 할수록

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, Inha University
E-mail : sangkwon@inha.ac.kr
Tel : +82-32-860-7305, Fax : +82-32-868-1716

* Member, Department of Mechanical Engineering, Inha University

‡ Recommended by Editor Jin Oh Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

감소한다. 1 kHz 이상의 주파수대역에서는 소음레벨이 300 Hz의 소음 레벨에 비해 15 dBA 이상 낮기 때문에 차량 실내에 미치는 소음원으로써의 영향력이 현저하게 낮아진다. 패턴노이즈는 타이어-노면의 접촉에 의해 발생한 소음이 공기를 거쳐 차량 내부로 전달되는 타이어 자체의 문제이며 500 Hz 이상에서 발생한다⁽⁴⁾. 타이어 패턴노이즈는 원주상에 배열된 그루브와 블락들이 노면과 접지 주행되면서 발생하는 소음이며 소음의 발생 메커니즘이 복잡하다. 블락이 노면을 가격하면서 임팩트음이 발생되고 그루브의 압축 및 방출에 의해 에어 펌핑 소음(air pumping noise), 블락이 미끌어지면서 발생하는 스틱스립(stick-slip)음, 블락의 진동과 접지 시 그루브의 기주 공명음 등 규명하기가 어렵다. 자동차 패턴노이즈에 대한 종래의 연구들은 타이어 패턴노이즈에 대한 발생원리에 관한 연구 또는 타이어 패턴의 1차원적 단순화에 의한 소음예측을 제시할 뿐 실제 타이어 패턴노이즈 저감을 위한 응용에는 부족한 점이 많다⁽⁵⁾. 이 논문에서는 공기 기인 소음 분석과 음향 인텐시티법을 이용하여 타이어 패턴에 따른 실내소음을 예측하였다. 이 논문에서 제시한 패턴노이즈 예측 기법은 타이어 설계 과정에서 저소음 패턴을 개발하는데 유용하게 이용될 것으로 예상된다.

2. 이 론

2.1 공기기인 음원 정량화 기법

일반적으로 차량이 주행중에 실내소음에 기인하는 소음원은 다양하지만, 이 연구는 타이어 소음에 의한 영향을 예측하고자 한다. 특히 타이어 소음중에서 타이어 패턴에 의한 공기 기인 실내음압을 예측하고자 한다. 공기 기인에 의한 차량의 실내음을

예측하는 방법으로 ASQ(acoustic source quantification) 방법이 많이 사용된다. ASQ를 이용한 주행 중 차량의 실내음압 $p(f)$ 을 예측하는 소음 전달 경로 모델은 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있다⁽⁶⁾.

Fig. 1에서 표현한 모델링을 이용하면 주행 중 차량의 실내음압은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$p(f) = \sum_{i=1}^N h_i(f) \times q_i(f) \quad (1)$$

여기서, $h_i(f)$ 는 타이어 i 번째 소음원에서 발생하는 소음원과 실내음압 사이의 음향전달함수(acoustic transfer function)이다. 그리고 $q_i(f)$ 는 주행 중 타이어의 i 번째 소음원에서 방출하는 음원의 체적속도(volume velocity)이다. 소음원에서 발생하는 음원의 체적속도는 구하는 과정은 일반적으로 역변환 방법을 이용하여 식 (2)와 같이 구한다⁽⁷⁾.

$$\mathbf{q}(f) = \mathbf{H}(f)^{-1} \times \mathbf{p}_i(f) \quad (2)$$

여기서 $\mathbf{q}(f)$ 는 체적속도 벡터이며 이 벡터에서 i 번째 요소가 식 (1)의 i 번째 소음원에 대한 체적속도이다. $\mathbf{p}_i(f)$ 는 소음원에서 측정된 음압벡터이다. 이 음압벡터는 주행중에 타이어 소음원에서 측정된 음압이다. $\mathbf{H}(f)$ 는 체적속도 벡터와 음압벡터의 각각의 요소에 대응하는 전달함수행렬이다. 전달함수행렬의 전달함수요소 $H_{ij}(f) = p_j(f)/q_i(f)$ 는 타이어의 각 소음원 주변에 가상음원을 두고 음압벡터 $\mathbf{p}_i(f)$ 를 측정하여 전달함수행렬을 구한다. 전달함수 행렬을 구하는 경우에는 차량이 정지한 상태에서 측정된 음압벡터를 이용한다. 이 연구에서는 가상음원으로 차량의 시동이 꺼진 상태에서 LMS사의 Q-source를 사용하였다. 음압벡터 $\mathbf{p}_i(f)$ 는 마이크로폰을 이용하여 측정하였고, 체적속도벡터 $\mathbf{q}(f)$ 는 식 (2)를 사용하여 구한다. 마지막으로 차량 정지 중에 소음원과 차량 실내음압에 대한 전달함수 $h_i(f)$ 를 측정하여 식 (1)에 대입하여 타이어 소음원에 기인하는 실내 음압 $p(f)$ 을 예측한다. 예측된 음압을 실제 응답점에서 마이크로폰으로 측정된 음압과 비교하여 비슷한 경향과 값을 가진다면 차량시험을 하지 않고 차대동력계를 이용한 실험을 통해서 타이어 패턴에 따른 실내소음을 예측할 수 있다.

Fig. 1 Modelling of linear system for the application of ASQ to the estimation of interior noise due to tire pattern

2.2 음향 인텐시티

음향 인텐시티는 주어진 위치에서 방사되는 음향 에너지를 크기와 방향을 가지는 벡터량으로 나타낸 것이다. 음원으로부터 특정한 거리 r 에서의 인텐시티 I_r 은 단위시간 동안에 전파방향과 수직인 단위 면적을 통하여 흐르는 단위면적당 에너지로써 식 (3)과 같이 정의한다.

$$\vec{I}_r = \frac{dE_r}{dt \cdot dA} \quad (3)$$

음향 인텐시티 벡터 $\vec{I}_r$ 는 같은 위치에서 순간의 음압과 순간 입자 속도를 곱한값의 평균으로 나타내며 신호가 정상적(stationary)인 시간 평균화된 음향 인텐시티는 식 (4)와 같다.

$$\vec{I}_r = \overline{p(r, t) \cdot \vec{u}(r, t)} \quad (4)$$

음압과 입자속도간의 상호상관 함수(cross correlation)는 식 (5)와 같이 정의된다.

$$R_{pu}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} (1/T) \int_0^T p(t)u(t+\tau)dt \quad (5)$$

각 r 위치의 면적에 수직방향 n 방향에 대한 음향 인텐시티 평균값은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$I_r = \lim_{T \rightarrow \infty} (1/T) \int_0^T p(t)u_n(t)dt = R_{pu}(0) \quad (6)$$

음압 p 와 입자 속도 u 의 주파수 영역으로의 변환을 위해서는 상호상관 함수의 푸리에 변환(Fourier transform)을 해야 한다. 이 상호 스펙트럼 밀도(cross power spectrum)는 식 (7)과 같다.

$$S_{pu}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{pu}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (7)$$

이 함수는 p 와 u 의 평균 위상 관계를 나타내는 복소수 형태이다. $R_{pu}(\tau)$ 와 $S_{pu}(\omega)$ 는 푸리에 변환의 한 쌍이므로 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$R_{pu}(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{pu}(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega \quad (8)$$

$$I_r = R_{pu}(0) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{pu}(\omega) d\omega$$

이러한 관점에서 $S_{pu}(\omega)$ 는 음향 인텐시티의 스펙트럼을 나타낸다. 그러므로 상호 스펙트럼은 식 (9)와 같은 성질을 가지게 된다.

$$\begin{aligned} \text{Re}\{S_{pu}(\omega)\} &= \text{Re}\{S_{pu}(-\omega)\} \\ \text{Im}\{S_{pu}(\omega)\} &= -\text{Im}\{S_{pu}(-\omega)\} \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)에서 $S_{pu}(\omega)$ 는 두면 주파수(double side frequency)를 가지게 되는데 물리적인 관점에서 양의 부분만 의미가 있으므로 식 (9)를 식 (10)과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} G_{pu}(\omega) &= 2S_{pu}(\omega) & \omega > 0 \\ G_{pu}(\omega) &= S_{pu}(\omega) & \omega = 0 \\ G_{pu}(\omega) &= 0 & \omega < 0 \end{aligned} \quad (10)$$

그러므로 각 부분의 음향 인텐시티의 값은 식 (11)와 같이 정의 된다.

$$\begin{aligned} I_r(\omega) &= S_{pu}(\omega) + S_{pu}(-\omega) \\ &= 2 \text{Re}\{S_{pu}(\omega)\} \\ &= \text{Re}\{G_{pu}(\omega)\} \end{aligned} \quad (11)$$

위의 과정으로 음향 인텐시티를 구할 수 있다.

3. 차량 시험

3.1 음향 인텐시티 분석

타이어 패턴노이즈 발생 분포 분석을 통해 타이어의 주요 소음원을 선정하기 위해서 타이어 주변에서 인텐시티를 측정하여 각 격자별 인텐시티를 구하였다. 인텐시티 측정 방법은 ISO 9614-1 규격(discrete point method)을 사용하였고, 측정은 Fig. 2와 같이 무향실 내에서 차대동력계를 이용하여 시험자동차를 시속 60 km/h로 정속 주행하면서 격자의 각 지점별 음향 인텐시티를 측정하였다. 이 실험에 사용된 차량은 1.6L 가솔린엔진을 탑재한 승용차이다. 음향 인텐시티 측정을 위해서는 타이어에서 방출되는 소리에 대한 음압 p 과 입자속도 u 를 동시에 측정해야 함으로 이 연구에서는 Microflow사의 PU-Probe를 사용하여 측정하였다⁽⁸⁾. 측정 결과를 1/3 octave band로 분석해 보면 타이어의 어느 위치

에서 음향 인텐시티가 크게 발생하지 알 수 있고, 음향 인텐시티가 크게 발생하는 위치가 실내 소음에 영향을 많이 줌으로 주요 소음원이 된다. 타이어 패턴노이즈는 500~1500 Hz에서 많이 발생하기 때문에 1/3 octave band 분석에서 중심주파수가 630 Hz, 800 Hz, 1000 Hz, 1250 Hz 4가지 주파수 영역에 대해서 분석하였다. Fig. 3(a)는 중심주파수 630 Hz로 565 Hz~715 Hz에 해당하고, 음향 인텐시티의 범위는 84 dB~105 dB이다. 전체적으로 선단부인 7번과, 8번 위치의 영향이 크게 나타났다. Fig. 3(b)는 중심주파수 800 Hz로 715 Hz~900 Hz에 해당하고, 음향 인텐시티의 범위는 86 dB~100 dB이다. 다른 주파수

대역에 비해 상대적으로 낮은 음향 인텐티값이 측정 되었으며, 선단부인 7번 위치의 영향이 가장 크게 나타났다. Fig. 3(c)는 중심주파수 1000 Hz로 900 Hz~1125 Hz에 해당하고, 음향 인텐시티의 범위는 77 dB~107 dB이다. 선단부인 7번 위치의 영향이 가장 크게 나타났으며, 8번, 2번, 3번 위치의 영향도 크게 나타난다. Fig. 3(d)는 중심주파수 1250 Hz로 1125 Hz~1425 Hz에 해당하고, 음향 인텐시티의 범위는 98 dB~110 dB이다. 음향 인텐티값이 높은 곳은 7번, 8번 위치이며, 2번 3번 위치도 높게 나타났다. 따라서 음향 인텐티 분석 결과를 통해 2번, 3번, 7번, 8번 위치를 타이어의 주요 소음원으로 선정하였다.

Fig. 2 Segment number of noise source in a test tire

Fig. 3 Mapping of sound intensity for the noise sources of tire at center frequency

3.2 차량의 음향 전달함수 측정

차량 주행 중 소음원에서 발생하는 음원의 체적속도를 이용하여 실내음압을 예측하기 위하여 차량의 음향 전달함수를 실험적으로 측정하였다. 전달함수를 측정하는 실험을 할 때에는 가진원으로써 무지향성(omni-direction) 음원이 사용되어야 하는 데, 이 음원은 중/고주파를 충분히 가진 할 수 있는 음향 파워(sound power)를 가져야 한다. 측정 시험에 사용한 라우드스피커(loud speaker)는 200~8000 Hz의 중/고주파수 대역까지 충분히 음향 가진 할 수 있는 것으로써 Fig. 4와 같이 타이어의 각 전달경로 위치에 설치하였고, 운전석 귀 위치에 마이크론(microphone)을

Fig. 4 Illustration of test vehicle and microphone for the measurement of acoustic transfer function

설치하였다. 라우드스피커(LMS Q-source)를 이용하여 차량 실내 운전석 귀 위치와 타이어의 전달경로 사이의 차량 전달함수를 측정하였다. 실험에 사용된 장비목록은 Table 1과 같다.

차량 실내의 음압 측정지점과 타이어 소음원 사이의 음향 전달함수 $h_i(f)$ 는 인텐시티 측정으로 통하여 주요 소음원으로 지정된 Fig. 2의 2, 3, 7, 8 위치에 라우드스피커를 설치하고 음을 발생시켜 실내에서 음압을 측정한 후 식 (12)를 이용하여 계산하였다.

$$h_i(f) = \frac{p(f)}{q_i(f)} \quad i=2, 3, 7, 8 \quad (12)$$

여기서 $q_i(f)$ 는 라우드스피커의 체적속도이며 장비구매시 알려진 값이다. Fig. 5는 이 실험에 사용된 차량에 대한 실내 음압 측정 지점과 타이어의 각 소음원 사이의 음향 전달함수이다. 이 연구에서 사용된 측정장비의 주파수 분해능은 1 Hz로 설정하였고, 샘플링 주파수는 8,192 Hz이었다.

Table 1 List of instruments used for the measurement of acoustic transfer function

Device	Device name
Vehicle	KIA forte
Acoustic exciter	LMS Q-source
Microphone	B&K 1/2in. Type 4189
FFT analyzer	LMS Test.lab 10B
Data acquisition module	LMS SCASDAS mobile 32CH

Fig. 5 Measured acoustic transfer functions between interiornoise and noise sources of tire

3.3 Volume Acceleration 측정

주행 중 타이어의 각 소음원에서 발생하는 음원의 체적속도를 구하기 위해 식 (2)를 이용하였다. 먼저 주행 중에 소음원에서의 음압벡터 $\mathbf{p}_i(f)$ 와 실내음압 $p(f)$ 를 측정하기 위해서 Fig. 6과 같이 무향실 내에서 차대동력계에 실험용 차량을 거치시킨다. 실험에 사용된 차대동력계는 차량의 좌측 앞 타이어만을 구동 시킬 수 있는 장비로써, 차량의 파워트레인 고정된 상태에서 60 km/h의 속력으로 정속 주행 하면서 타이어의 소음원인 2, 3, 7, 8 위치에서의 음압을 측정하여 음압벡터 $\mathbf{p}_i(f)$ 를 완성하고, 차량실내의 운전자의 귀 위치에서 음압을 측정하여 측정된 $p(f)$ 를 얻는다. 전자의 음압벡터는 식 (2)를 이용하여 체적속도를 구하는데 사용한다. 후자는 예측된 음압과 비교하여 검증하는데 이 연구에서 제안하는 방법의 실용성에 대한 검증에 사용된다. 다음으로 전달함수행렬 $\mathbf{H}(f)$ 를 구하기 위해서 Fig. 6(b)와 같이 소음원 위치에 마이크로폰을 설치하고, 차량을 정지시키고, LMS Q-source를 각 소음원 위치에 설치한 다음 음원을 발생시키면서 음압벡터 $\mathbf{p}_k(f)$ 를 측정한다. 소음원 위치에서의 전달함수행렬은 측정된 음압과 LMS Q-source에서 발생하는 체적속도와의 관계에서 다음의 식 (13)과 같이 표현된다.

$$\mathbf{H}(f) = \begin{bmatrix} \frac{p_2(f)}{q_2(f)} & \frac{p_3(f)}{q_3(f)} & \frac{p_7(f)}{q_7(f)} & \frac{p_8(f)}{q_8(f)} \\ \frac{p_3(f)}{q_2(f)} & \frac{p_3(f)}{q_3(f)} & \frac{p_3(f)}{q_7(f)} & \frac{p_3(f)}{q_8(f)} \\ \frac{p_7(f)}{q_2(f)} & \frac{p_7(f)}{q_3(f)} & \frac{p_7(f)}{q_7(f)} & \frac{p_7(f)}{q_8(f)} \\ \frac{p_8(f)}{q_2(f)} & \frac{p_8(f)}{q_3(f)} & \frac{p_8(f)}{q_7(f)} & \frac{p_8(f)}{q_8(f)} \end{bmatrix} \quad (13)$$

다음으로 식 (2)를 이용하기 위해서, 전달함수행렬의 역 변환된 값을 구하고, 주행 중 차량에서 측정된 음압벡터 $\mathbf{p}_i(f)$ 를 식 (2)에 대입하여 주행 중 차량의 체적 속도를 구한다.

역행렬법을 이용하여 주행 중 발생하는 체적속도를 구하는 과정에서 각 소음원간에 크로스-토크(cross-talk)효과가 발생하게 되는데, 이는 역행렬을 구하는 과정에서 각 소음원을 인디케이터로 사용하여 인디케이터와 소음원, 인디케이터간의 전달함수를 모두 이용하여 각 값들을 보정함으로써 크로스

(a) Test car and dynamometer

(b) Microphones for measurement pressure

Fig. 6 Measurement of sound pressure at the sound source points of tire

(a) Tire A

(c) Tire C

(b) Tire B

(d) Tire D

Fig. 7 Volume velocity estimated by using measured sound pressure and transfer function matrix with four different types

-토크 효과를 줄일 수 있다.

Fig. 7은 실험차량에 4개의 서로 다른 type의 타이어를 장착하고 시속 60 km/h로 주행하면서 2, 3, 7, 8 위치에서 측정된 체적속도를 나타낸다. 주요 주파수 영역은 800~1300 Hz 부근에서 음향방출이 높음을 알 수가 있다. 이것은 타이어의 패턴노이즈

에서 나타나는 일반적인 주파수 영역이다. 각 타이어의 패턴형태에 따라서 음향 방출이 다를 수 있다.

3.4 ASQ를 이용한 실내소음 예측

타이어 소음원에 기인하는 실내소음을 예측하기

Fig. 8 Comparison between the sound pressure estimated by using acoustic source quantification and the measured sound pressure with four different types

위해서 식 (1)을 이용한다. 3.2절에서 설명된 측정을 통하여 구한 차량의 음향전달 함수 $h_i(f)$ 와 3.3절에서 구한 타이어 각 소음원에 대한 체적속도 $q_i(f)$ 를 식 (1)에 대입하여 4개 종류의 타이어 소음에 기인하는 실내음압을 예측하였다. Fig. 8은 이 결과를 보여준다. 4종류의 타이어에 대한 예측된 음압은 실선이고, 측정된 음압은 점선으로 표시된다. 예측된 결과를 보면 500~700 Hz 구간에서는 실제 측정된 음압 레벨과 다소 차이를 보이지만 700 Hz 이상 구간에서는 예측된 값이 실제 음압레벨과 비슷한 것을 확인할 수 있다. 700 Hz 미만 구간에서 차이를 보이는 이유는 500 Hz 이하에서 높게 발생하는 로드노이즈의 영향이 패턴노이즈에 미치기 때문이다. 로드노이즈는 고체전달음으로써 ASQ기법으로 예측할 수 없다. 이 부근은 과도적인 주파수 영역으로 간주된다. 따라서 이 연구의 방법을 이용하면 로드노이즈의 영

Table 2 Comparison between the estimated SPL and measured SPL (dBA)

Tire type	A	B	C	D
Measured	48.72	46.82	46.66	45.17
Estimated	48.39	42.26	42.15	41.49

향을 배제한 패턴노이즈를 예측 할 수가 있다.

3.5 상관도 분석

예측된 음압레벨과 실제 주행 중 실내에서 측정된 음압레벨을 비교하여 상관도 분석을 하였다. 분석방법은 패턴 노이즈 영역인 500~1300 Hz 구간에서 예측된 결과와 실제 측정 결과의 음압레벨의 RMS(root mean square value)값을 산출하여 상관계수를 구하였다. Table 2는 각 타이어에 대하여 예측

Fig. 9 Correlation between the estimated SPL and the measured SPL

된 음압레벨과 실제 측정된 음압레벨의 RMS 나타 내었다.

타입 D 타이어에서 음압레벨 차이가 가장 적게 나타났으며, 전체적으로 실제 측정된 음압레벨값이 예측된 음압레벨값보다 4 dB 정도 높게 나타났다. Fig. 9는 RMS값을 이용한 추세선 그래프이다. 분석 결과 상관계수가 0.9012로 나타났다.

타이어의 타입에 따라 타이어의 원주상에 배열된 그루브와 블락들의 형상이 다르고, 발생하는 소음의 크기다 다르기 때문에 타이어에 따른 편차가 생기는 것으로 생각된다.

4. 결 론

이 연구에서는 음향 인텐시티법과 ASQ방법을 이용하여 타이어 패턴노이즈를 예측하는 방법을 제시 하였다. 음향 인텐시티법을 이용하여 전달 경로를 설정하고, ASQ법을 이용하여 전달 경로에서 발생하는 음원의 체적속도를 계산하고 차량 전달함수를 이용하여 실내에서 발생하는 패턴노이즈를 예측하여 실제 측정된 패턴노이즈와 비교하였다. 연구결과 패턴노이즈는 900 Hz 부근과 1020 Hz, 1140 Hz부근에서 가장 크게 발생하였으며, 타이어 선단부가 주 소 음원이다. 예측된 결과와 실제 음압레벨을 비교한 결과 500 ~ 700 Hz 부근에서는 로드노이즈의 영향으로 실제 측정된 실내 음압레벨이 다소 높지만 800 Hz 이상의 주파수 대역에서는 실제 음압레벨과 비슷한 결과를 보였다. 상관도 분석에서도 90.17 %의

높은 상관도를 보였다. 이를 바탕으로 타이어 설계 과정에서 타이어에 의한 소음 평가에 유용하게 이용 될 것으로 예상된다.

후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임.

이 연구를 지원하신 (주)넥센타이어에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Park, J. H., Hwang, S. U. and Lee, S. K., 2012, Road Noise Prediction Based on Frequency Response Function of Tire Utilizing Cleat Excitation Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 8, pp. 720~728.
- (2) Kim, B. S., 2005, A Study on the Pattern Noise Prediction of Automobile Tire, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 68~73.
- (3) Hwang, S. W., Bang, M. J., Kim, S. J. and Cho, C. T., 2005, The Reduction of Tire Pattern Noise by Using Pitch Sequence, Proceeding of Korean Society for Precision Engineering Spring Conference, pp. 611~614.
- (4) Harrison, M., 2004, Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicle, SAE International, pp. 179~181.
- (5) Wang, S., Lee, K. and Kim, I., 2011, An Experimental Evaluation for Vehicle Road Noise on the Pattern Noise Prediction, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 361~364.
- (6) Shin, K. and Hammond, J. K., 2008, Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers, John Wiley & Sons. Ltd.
- (7) Fleszar, A. R., van der Linden, P. J. G., Johnson, J. R. and Grimmer, M. J., 2001, Combining Vehicle and Test-Bed Diagnosis Information to Guide Vehicle Development for Pass-by Noise, SAE Technical Paper 2001-01-1565.
- (8) Kim, B. H., Lee, S. K., Yoon, S. J., Shin, K. S. and Lee, S. J., 2012, Identification of Airborne-noise

Source and Analysis for Noise Source Contribution of a GDI Engine Using Sound Intensity Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 10, pp. 985~993.

Kwang Soo Shin is a graduate student in Department of Mechanical Engineering at Inha University. He has studied for acoustic source quantification and human vibration.

Sang-Kwon Lee was born in Pusan, Korea, in 1959. He studied mechanical engineering at the Pusan National University, Pusan, Korea for a bachelor's degree. In 1998 he received a PhD degree in signal processing at the ISVR

(Institute of Sound and Vibration Research) of the University of Southampton in U.K. He has 11 years experience in automotive noise control by working in Hyundai Motor co. and the Renault-Samsung Motor Company in Korea. In 1999, he moved to Inha University, Incheon, Korea. He has continued the sound and vibration research in the department of mechanical engineering at the Inha University.

Sung Uk Hwang is a graduate student in Department of Mechanical Engineering at Inha University. He has studied for development of road noise and pattern noise.