

# 원주방향 직선형 그루브의 랜덤배열에 의한 타이어 트레드 피치 소음 제어 시스템

김 병 삼\*

## Tire Tread Pitch Noise Control System by Random Arrangement of Circumference Direction Straight Type Groove

Byoung-Sam Kim\*

### ABSTRACT

An assessment of a mathematical method of synthesizing tire tread pitch noise spectra is studied. The method is based on the summation of phasors and the calculated spectra are conveniently generated as computer printout in the form of bar graph. The technique, its usefulness, its limitations and the implications of using such a model are discussed. This paper presents a basic study on optimum pitch arrangement for prediction and control of tire tread pitch noise in constraint condition related with tire properties, thus enabling optimum tread pitch arrangements to be determined at the design stage, by application of old tire tread pitch simulation.

**Key Words** : Air Pumping(공기방출), Control of Tire Tread Pitch Noise(타이어 트레드 피치 소음 제어), Frequency Modulation(주파수 변조), Groove(그루브), Pitch Arrangement(피치배열), Pitch Noise(피치소음), Tire(타이어), Tread(트레드)

#### 기호설명

$c$  : 공기중의 음속

$d_r$  : 노면 요철의 깊이

$f$  : 기본 주파수

$(f.c)$  : 단일 그루브 체적의 접지시 변화율

$g$  : 그루브의 깊이

$m$  : 타이어 폭당 요철의 수

$N$  : 타이어 원주상의 피치수

$n$  : 타이어 폭 방향 그루브 수

$P(r,t)$  : 시간  $t$ 에서 음원으로 부터 거리  $r$ 의 음압

$\bar{P}^2(r)$  : 음원으로 부터 거리  $r$ 까지 음압의 자승 평균값

$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial t}$  : 음원에서 공기유동의 시간 변동율

\* 한국타이어(주) 중앙연구소(정회원)

$(\frac{\partial Q}{\partial t})(t - (\frac{r}{c}))$ : 음원에서 총 공기유동의 시간변화율

- R : 타이어의 동하중 반경
- r : 관측점까지의 거리
- s : 트레드 그루브의 원주방향 길이
- S : 트레드 그루브에서 다음 그루브까지의 거리
- $S_r$  : 타이어 경로에 따른 요철의 간격
- V : 타이어의 회전속도
- W : 트레드 그루브의 폭
- $W_r$  : 요철의 폭
- $\rho$  : 공기 밀도
- $\omega$  : 트레드에서 접지면을 통과하는 빈도에 대응하는 각주파수
- $\omega_c$  : 무변조시 반송파의 각주파수
- $\omega_d$  : 신호진폭에 비례해서 변화하는 각주파수
- $\omega_m$  : 신호파의 각주파수

### 1. 서론

최근 자동차가 급속한 속도로 증가하고 있고, 그에 따른 환경오염 문제가 심각하게 대두되고 있는 실정이다. 자동차의 증가는 여러가지 환경오염 문제를 가져오는데, 그 중 하나가 자동차의 소음에 의한 것이다. 자동차의 소음은 엔진, 흡, 배기계, 변속기, 타이어 등 여러가지의 소음원이 있는데, 5단 수동기어가 장착된 자동차를 대상으로 가속주행 (Pass-by) 시험법에 의해

시험한 결과 Fig. 1에서 보는바와 같이 기어가 2단인 상태에서는 엔진 소음이 자동차 전체 소음의 50%를 차지한 반면, 기어가 3단인 상태에서는 타이어 소음이 자동차 소음의 53%를 차지하고 있어 자동차가 저속으로 주행할 때는 타이어 소음이 상대적으로 문제가 되지 않으나 고속으로 주행할 때는 자동차 소음 전체에 대한 타이어 소음의 기여도가 증가하고 있음을 알 수 있다<sup>(1)</sup>.

타이어의 소음은 자동차가 주행중에 발생하고 주행속도에 따라 발생원의 기여율이 달라지기 때문에 단적으로 표현하기 어려우나, 타이어 진동에 의한 소음과 공기공명에 의한 소음으로 분류된다<sup>(2)</sup>. 여기서, 공기공명에 의한 소음은 자동차가 주행할 때 타이어 트레드 (Tread)가 노면과 연속적으로 접촉하고 분리됨으로써 주변공기의 압력을 변화시키고, 가칭 주파수 범위내에서 발생한다. 타이어 트레드는 일정한 형태의 패턴 (Pattern)을 가지고 있고, 일정한 길이의 피치 (Pitch) 들로 반복 배열된다. 트레드 패턴과 피치 길이는 제동성, 마모, 회전저항, 진동, 소음 등 타이어의 제특성에 영향을 주고, 형태에 따라서 리브 (Rib), 러그 (Lug), 리브-러그, 블럭 (Block)형 등으로 구분된다<sup>(3)</sup>. 또한, 타이어의 공기공명음은 크기와 구성에 의해 크게 좌우되는데, 크기는 트레드 패턴의 형태에 의해 결정되고, 구성은 트레드 패턴의 피치들이 타이어 원주방향으로 배열된 방법에 의해 주로 결정된다.

타이어 공기공명음에 관한 기존의 연구를 살펴보면 J. H. Varterasian<sup>(4)</sup>은 기계적인 주파수 변조법

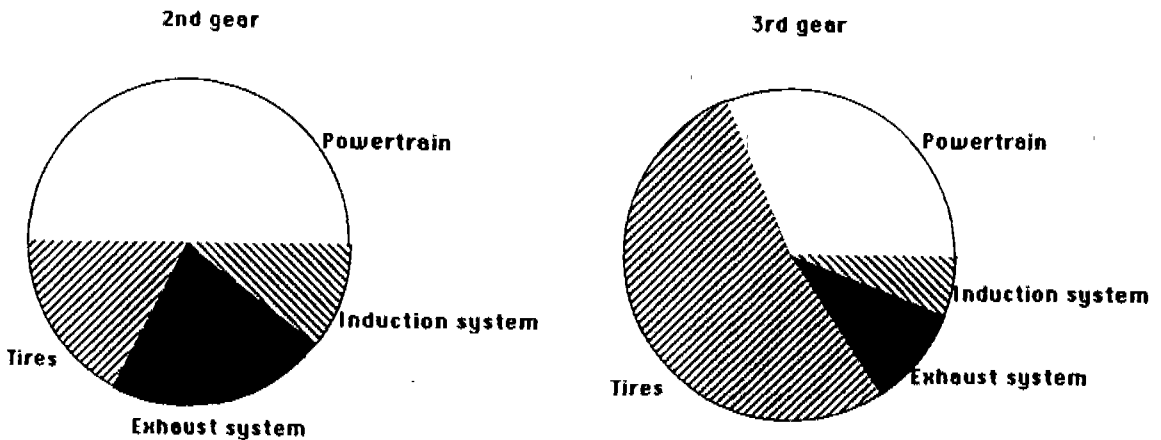


Fig. 1 Contribution to overall noise level for a car measured in pass-by test

(Mechanical frequency modulation)을 이용하여 최적의 피치 배열을 계산하기 위한 기초적인 이론에 대하여 논하였고, R. E. Hayden<sup>(5)</sup>은 도로표면과 주변 공기가 상호작용하여 발생하는 소음기구에 관한 물리적인 모델과 실험적인 예측방법을 개발하여 트레드와 노면의 공동현상에 의한 공기방출(Air pumping)의 모델을 제시하였다. P. R. Willett<sup>(6)</sup>는 타이어 트레드 패턴에 의해 발생하는 음향 스펙트럼의 수학적 합성에 관하여 논하였고, T. Mukai, M. Sakamoto, N. Goshima, N. Fukuoka<sup>(7,8)</sup>는 피치의 길이를 두개 이상의 크기로 나누고 동일한 피치 길이로 배열하였을 때 스펙트럼 상에 발생하는 하나의 큰 피크를 여러개의 피크로 분산시킬 수 있는 주파수 변조이론에 대하여 연구하였다. 한편, 국내 타이어 업계에서는 음향 스펙트럼의 수학적 합성과 주파수 변조이론을 이용하여 타이어를 설계할 때 피치 배열과 트레드 블록의 강성에 대한 영향을 예측하고 있다. 그런데, 타이어의 저소음화를 목적으로 트레드 패턴의 형태와 피치 배열을 설계하면 타이어의 다른 제특성이 나빠질 수 있으므로, 트레드 패턴을 설계할 때는 트레드 패턴의 형태와 피치 배열이 타이어 소음 이외의 제특성에 미치는 효과를 고려해야만 한다. 따라서 본 논문에서는 트레드 패턴이 타이어 원주방향으로 배열될 때, 피치배열이 타이어의 제특성에 영향을 미치지 않는 일정한 구속조건에 대하여 논하였고, 기존 타이어 업계에서 경험적인 결과에 의존했던 배열방법을 개선하여 일정한 구속조건하에서 최적의 피치배열을 찾아 피치 소음을 제어하기 위한 기초 연구에 목적이 있다.

## 2. 피치 소음 발생기구에 관한 이론적 배경.

타이어의 직진 주행 소음은 Fig. 2에서 보는바와 같이 타이어 주행방향에 배열되어 있는 트레드 피치수와 타이어 회전수 곱의 정수배로 주파수의 피크를 갖고 있다. 특히, 소음이 큰 타이어는 이 주파수에서의 음압레벨이 타이어 전체의 소음레벨을 지배한다. 이 특정 주파수의 음을 피치소음(Pitch noise)이라 부른다. 타이어 트레드 평면은 트레드 패턴이라고 부르는 규칙적인 무늬 형상으로 조각 되어져 있기 때문에 타이어가 주행할 때 이 트레드 패턴 그루브에 포함된 공기가 접지면 내에서 압축되어 접지면으로부터 떨어지는 순간 방출하게 된다. 이것이 규칙적으로 반복되어 행해진 결과,

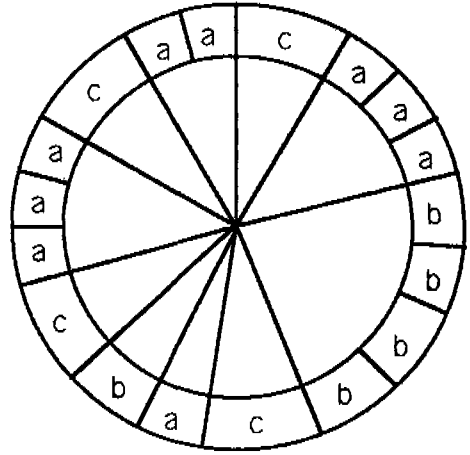


Fig. 2 Tire pitch arrangement

트레드 그루브내 공기의 압축, 방출을 공기방출(Air pumping)이라 한다. R. E. Hayden은 공기방출 작용에 따른 타이어 소음 발생기구를 자유음장에서 단순한 음원으로 모델링하여 타이어의 소음을 계산하였다<sup>(5)</sup>. 단순한 단극자 음원으로 부터 발생하는 음압은 식 (1)과 같다.

$$P(r,t) = \frac{\rho}{4\pi r} \frac{\partial Q}{\partial t} \left( t - \frac{r}{c} \right). \quad (1)$$

식 (1)로 부터 음압은 시간구간  $r/c$ 에서 음원 공기유동의 시간변화를 함수이고, 음원의 주변이 자유음장이라고 가정하여 음압의 자승값을 평균하면 식 (2)와 같다.

$$\bar{P}^2(r) = \frac{\rho^2}{16\pi^2 r^2 c} \left( \frac{\partial \bar{Q}}{\partial t} \right)^2. \quad (2)$$

또한, 트레드의 접지면을 통과하는 빈도에 일치하는 주파수의 음만을 고려하면 음원에서 공기유동의 시간변화율은 식 (3)과 같다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} \approx \omega \bar{Q}. \quad (3)$$

식 (2)와 식 (3)를 정리하면 식 (4)와 같다.

$$\bar{P}^2(r) = \frac{\rho^2 \omega^2 \bar{Q}^2}{16\pi^2 r^2} \approx 2 \times 10^5 \left( \frac{\omega^2 \bar{Q}^2}{r^2} \right). \quad (4)$$

Fig. 3으로 부터 트레드 패턴형상의 차원과 타이어의 단일 그루브로 부터 발생된 공기유동의 시간 변화율은 식 (5)와 같다.

$$Q = \frac{\text{단일 그루브의 체적변화}}{\text{시간}} = \frac{(f \cdot c)gWs}{S/V} = (f \cdot c)gWV. \quad (5)$$

단일 그루브로 부터 발생된 공기유동의 반복 주파수는 식 (6)과 같다.

$$\omega = \frac{2\pi V}{S}. \quad (6)$$

식 (4), (5), (6)에서, 음원에서 거리 r까지의 음압 레벨은 식 (7)과 같다.

$$SPL(r) = 68.5 + 20 \log(gW/S) + 10 \log n + 20 \log(fc) + 40 \log V - 20 \log r. \quad (7)$$

여기서, 식 (7)의 각종 인자들은 Fig. 3으로 부터 구할 수 있는데, SPL(r)은 음원에서 관측점까지의 거리 r에 있어서의 음압 레벨이다. Hayden<sup>(6)</sup>은 도로표면의 요철중에 포함된 공기에 대한 음압을 식 (8)과 같이 유도하였다.

$$SPL(r) = 68.5 + 20 \log(d_r W_r / S_r) + 10 \log m + 20 \log(fc) + 40 \log V - 20 \log r. \quad (8)$$

또한, 트레드 패턴의 그루브에 포함된 공기는 접지부에 의해 일정한 시간 간격으로 압축된 후 방출하기 때문에 특정 주파수의 음이 발생한다. 이때 기본 주파수는 트레드 패턴의 최소 단위인 피치수 및 타이어의 회전속도에 비례하고 타이어의 반경에 반비례한다.

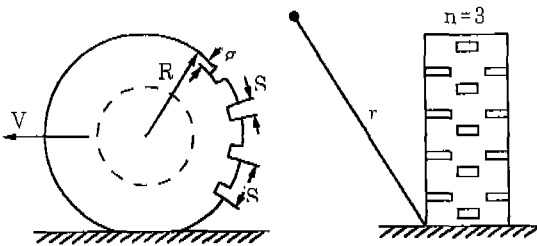


Fig. 3 Air pumping model of tread groove

$$f = \frac{V \times N}{3.6 \times 2\pi R}. \quad (9)$$

### 3. 피치소음 시뮬레이션.

타이어 소음의 개선책으로 많은 연구가 있지만 피치 배열(Pitch Variation)이 피치 소음에 대한 대책으로 채택되고 있다. 피치 배열은 패턴을 구성하는 최소 단위인 피치의 길이를 두개 이상의 크기로 나누고 적당히 타이어 원주상에 배열하는 것이다. 이 배열에 의해 일정한 피치로 배열하였을 때 발생하는 하나의 큰 피크를 여러개의 피크로 분산시킬 수 있다. 이것은 소위 백색 소음(White noise)에 가깝게 하는 것으로 주파수 변조 이론에 의해 설명된다. 임의의 반송파를 식 (10), (11)이라고 가정하면

$$e(t) = E_c \sin \phi(t). \quad (10)$$

$$\phi(t) = \int \omega(t) dt. \quad (11)$$

진폭은 일정하고 주파수만 변화하기 때문에 순간적인 각주파수는 식 (12)와 같다.

$$\omega(t) = \omega_c + \omega_d \cos \omega_m t. \quad (12)$$

식 (10), (11), (12)를 정리하면 식 (13)과 같다.

$$e(t) = E_c \sin(\omega_c t + \frac{\omega_d}{\omega_m} \sin \omega_m t). \quad (13)$$

식 (13)에서  $mf(= \omega_d / \omega_m)$ 는 주파수 변조지수이다. 식 (13)으로 부터 제1종 베셀(Bessel) 함수  $J_n(mf)$ 를 사용할 수 있는 Jacobi식에 의해 식 (13)은 식 (14)와 같다.

$$e(t) = E_c \sum_{-\infty}^{\infty} J_n(mf) \sin(\omega_c + n\omega_m)t. \quad (14)$$

여기서,  $\omega_m$ ,  $\omega_c$ 를 구하기 위해서 Fig. 2과 같이 타이어 원주상에 n개의 피치가 배열되고, 피치비율  $a:b:c(b=(a+c)/2)$ 라 하면 주파수 변조지수는 식 (15)와 같다.

$$mf = \frac{(c-b)}{b} \times N = \frac{(b-a)}{b} \times N. \quad (15)$$

식 (15)에서 피치비를 크게하고, 피치수를 증가하면 변조지수가 증가함을 알 수 있다. 피치 배열은 일반적으로 위에서 서술한 바와 같이 주파수 변조이론으로 설명되고 있지만 패턴 소음 자체가 정현파 신호에 의한 변조파와 차이가 없기 때문에 기본적으로 신호파를 sin 파형으로 취급하고 있어 실용적이지 못하다. 그래서 피치 배열방법에 제한이 없는 후리에 급수로 설명하고자 한다. 타이어 1 회전을 후리에 급수의 1 주기로 가정하면 후리에 급수의 함수형은 식 (16)과 같다.

$$f(t) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \sin(n\omega t + \tan^{-1} \frac{a_n}{b_n}) \quad (16)$$

여기서,  $\sqrt{a_n^2 + b_n^2}$  는 제 n 조파의 진폭이고,

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(t) dt. \quad (17)$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(t) \cos n\omega t dt. \quad (18)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(t) \sin n\omega t dt. \quad (19)$$

f(t)는 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 단일 그루브로부터 방출작용에 의해 배출 되어진 음압함수이다. 패턴의 단일 피치 그루브로부터 배출되어 압력을 단위 펄스 δ(t)라 하고, 각 피치마다 부분적분을 하면 주파수와 상대진폭을 계산할 수 있다. Fig. 5는 기존의 연구 결과를 기초로 한 피치 소음 시뮬레이션 프로그램의 흐름도이고, Fig. 6은 본 연구에서 제시한 피치 소음 시뮬레이션 프로그램의 흐름도이다. Fig. 5에서 알 수 있듯이 기존의 주파수 변조이론<sup>(7,8)</sup>를 기초로 한 피치 소음 시뮬레이션 프로그램은 단순히 타이어 원주상의 피치 배열

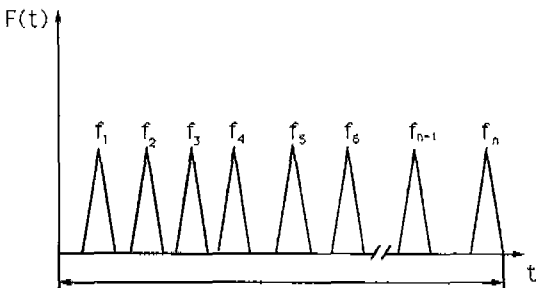


Fig. 4 Pitch noise frequency property

에 대한 시뮬레이션 결과만을 나타내고 있고 마모 등과 같은 타이어의 제특성에 대한 영향은 고려하지 못하였으며, 최적의 피치 배열을 찾는데 장시간의 시행착오를 요하고 있다. 따라서, 본 연구에서는 피치 배열을 할 때, 타이어 특성과 제조과정중 타이어를 가류하는 몰드 (Mold) 제작에 영향을 미치지 않도록 구속조건을 고려하였고, 구속조건내에서 최적의 피치 배열을 찾고자 하였다. 구속조건으로는 1) 피치 길이와 갯수가 일정하도록 한다. 2) 대, 중, 소와 같이 세개의 피치 길이로 배열할 경우 대 피치에서 소피치로, 또는 소 피치에서 대 피치로와 같이 피치 길이의 차가 크지 않도록 한다. 3) 배열의 시작과 끝 피치의 차이가 1 mm 이내이다. 4) 배열의 시작과 끝 피치 길이의 차이가 한 피치 길이 차이 이내로 한다 등이다. 또한, 최적의 피치 배열을 찾기 위한 방법으로는 기존의 경험적이고 수동적으로 피치 배열을 입력하던 방법을 개선하여 Fig. 6과 같이 소프트웨어 상으로 구속조건내에서 랜덤의 피치가 배열되도록 하였다. 랜덤으로 피치가 배열될 경우의 수는 피치 길이의 종류와 갯수, 구속조건 등에 따라 정해진다.

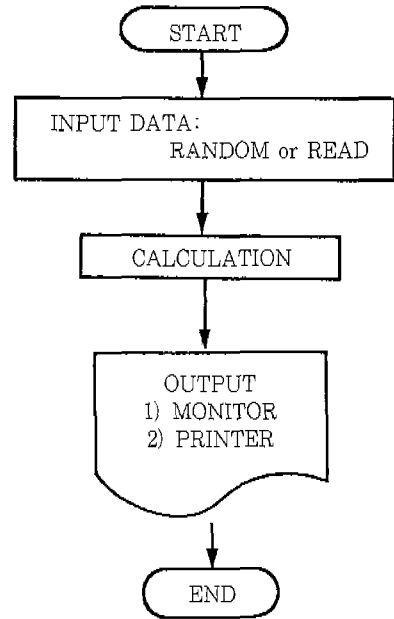


Fig. 5 Pitch noise simulation program flow-chart

4. 결과 및 고찰.

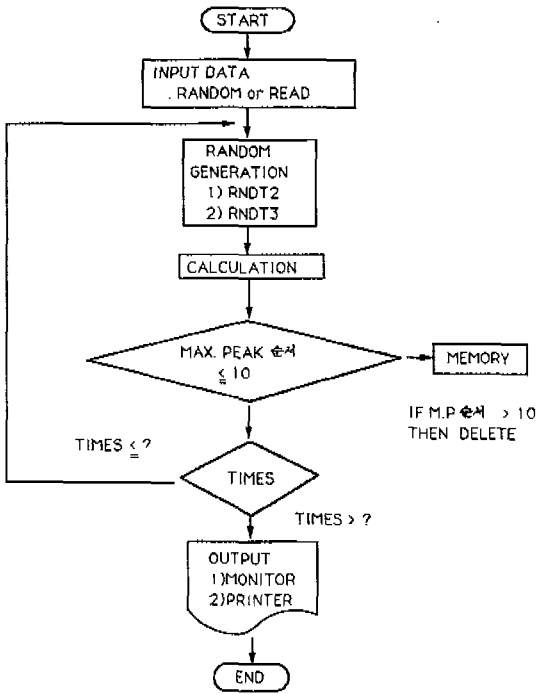


Fig. 6 New pitch noise simulation program flow-chart

Table 1 Pitch length, number of pitch and total pitch length of test tire

Tire	Aspect ratio (series)	Pitch length (mm)	number of pitch	Total pitch length (mm)
A	80	33.3	16	1812.8
		30.0	31	
		25.0	14	
B	70	36.0	16	1822.0
		31.0	28	
		27.0	14	
C	60	42.1	16	1711.6
		37.0	22	
		32.0	7	

Fig. 7은 기존의 피치배열에 의한 피치 소음 시뮬레이션의 결과이다. 트레드 피치 소음은 기본적으로 트레드 피치에 대응하는 주파수 레벨을 가지고 있고, 주파수 레벨은 피치 길이와 배열을 변화하여 감소시킬 수 있다. 또한, 피치 소음 시뮬레이션에 의해 여러가지의 피치길이와 배열에 대한 주파수 레벨을 효과적이고 신속하게 예측할 수 있다. 따라서, 광대역으로 타이어 트레드 피치의 기본적인 주파수를 분산시키고, 구속조건 내에서 최적의 피치 배열을 구할 수 있다. 만약 트레드 피치의 주파수가 잘 분산 되었다면, 일반적으로 고차의 조화 주파수 부근에서 분산이 유리할 것이다. 그런데 피치 소음 시뮬레이션에 의해 예측할 수 있는 경우의 수가 피치 길이와 갯수, 배열조건 등의 함수관계로 무수히 많아 최적의 배열조건을 쉽게 구할 수 없다.

Table 1은 본 연구에 이용된 타이어의 피치 길이와 갯수, 피치 길이의 합계 등이다. Fig. 8은 타이어 A를 피치 배열을 고려하지 않고 단일 피치로 배열한 경우이다. 타이어 원주방향에 대하여 단일 피치로 배열하면 피치의 반복 주파수, 트레드 패턴, 타이어 회전주파수 등의 영향으로 임계조화(Coincident harmonic)현상이 나타나고, 특정의 고조파 성분에서 상대적으로 큰 소음레벨을 가진다.

Fig. 9는 타이어 A를 두가지의 피치로 배열한 경우이다. 타이어 원주방향에 대하여 단일 피치로 배열한 경우에 비하여 두가지 피치로 배열하면 Fig. 8에서 볼 수 있었던 고조파 성분의 단일 피치가 두개의 조화성분으로 분산되는 것을 볼 수 있는데, 이는 트레드 패턴의 그루브가 접지면으로 부터 이탈되면서 발생하는 소음의 시간 간격에 대한 영향으로 단일 피치로 배열한 경우 특정 주파수에 집중되던 소음의 피크가 양분된 결과이다. Fig. 9에서 55번째의 고조파 성분은 두개의 피치 중 피치 길이가 긴 피치와 관련되고, 67번째 고조파 성분은 피치 길이가 짧은 피치와 관련이 있는 것으로 생각된다.

Fig. 10은 기존의 경험적인 방법에 의해 타이어 A를 세가지 피치로 배열한 경우이다. 피치를 세가지로 배열하면 두가지로 배열한 경우에 비해 상대적으로 소음레벨이 감소하고 있어, 타이어 피치의 종류가 증가하면 피치 소음 레벨이 감소하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 타이어 A를 세가지 피치로 배열한 경우

Harmonic	Level	I	1	2	3	4	5	6
48	1.35	I*+	:	:	:	:	:	:
49	.81	I* +	:	:	:	:	:	:
50	1.60	I** +	:	:	:	:	:	:
51	1.02	I* +	:	:	:	:	:	:
52	4.05	I****	+	:	:	:	:	:
53	7.74	I*****		+	:	:	:	:
54	4.74	I*****			+	:	:	:
55	5.82	I*****		+	:	:	:	:
56	3.84	I****		+	:	:	:	:
57	3.08	I***		+	:	:	:	:
58	4.73	I*****		+	:	:	:	:
59	7.01	I*****		+	:	:	:	:
60	3.46	I***		+	:	:	:	:
61	3.66	I****		+	:	:	:	:
62	4.48	I****		+	:	:	:	:
63	2.19	I**		+	:	:	:	:
64	9.13	I*****		+	:	:	:	:
65	3.80	I****		+	:	:	:	:
66	2.72	I***		+	:	:	:	:
67	1.86	I**		+	:	:	:	:
68	2.98	I**		+	:	:	:	:
Total	80.07	I	1	2	3	4	5	6

Fig. 7 The spectra for tire A with 3 pitch length variation of the tread element by pitch noise simulation program

Harmonic	Level	I	1	2	3	4	5	6
51	.00	I	:	:	:	:	:	:
52	.00	I	:	:	:	:	:	:
53	.00	I	:	:	:	:	:	:
54	.00	I	:	:	:	:	:	:
55	.00	I	:	:	:	:	:	:
56	.00	I	:	:	:	:	:	:
57	.00	I	:	:	:	:	:	:
58	.00	I	:	:	:	:	:	:
59	.00	I	:	:	:	:	:	:
60	.00	I	:	:	:	:	:	+
61	99.99	I*****						+
62	.00	I						+
63	.00	I	:	:	:	:	:	:
64	.00	I	:	:	:	:	:	:
65	.00	I	:	:	:	:	:	:
66	.00	I	:	:	:	:	:	:
67	.00	I	:	:	:	:	:	:
68	.00	I	:	:	:	:	:	:
69	.00	I	:	:	:	:	:	:
70	.00	I	:	:	:	:	:	:
71	.00	I	:	:	:	:	:	:
Total	100.00	I	1	2	3	4	5	6

dB

Fig. 8 The spectra for tire A with 1 pitch length variation of the tread element by pitch noise simulation program

Harmonic	Level	I	1	2	3	4	5	6
50	1.25	I+	:	:	:	:	:	:
51	.18	I +	:	:	:	:	:	:
52	2.45	I** +	:	:	:	:	:	:
53	1.80	I**		+	:	:	:	:
54	11.09	I*****			+	:	:	:
55	13.17	I*****			+	:	:	:
56	4.11	I****		+	:	:	:	:
57	3.66	I****	+	:	:	:	:	:
58	1.24	I*	+	:	:	:	:	:
59	2.94	I****+	:	:	:	:	:	:
60	.18	I	+	:	:	:	:	:
61	2.88	I****+	:	:	:	:	:	:
62	.77	I*	+	:	:	:	:	:
63	3.27	I***	+	:	:	:	:	:
64	2.39	I**	+	:	:	:	:	:
65	5.06	I*****		+	:	:	:	:
66	12.62	I*****			+	:	:	:
67	12.92	I*****			+	:	:	:
68	6.12	I*****		+	:	:	:	:
69	.83	I*	+	:	:	:	:	:
70	2.49	I**+	:	:	:	:	:	:
Total	91.42	I	1	2	3	4	5	6

dB

Fig. 9 The spectra for tire A with 2 pitch length variation of the tread element by pitch noise simulation program

Harmonic	Level	I	1	2	3	4	5	6
51	1.24	I* +	:	:	:	:	:	:
52	1.96	I** +	:	:	:	:	:	:
53	1.26	I* +	:	:	:	:	:	:
54	1.84	I**	+	:	:	:	:	:
55	4.31	I****		+	:	:	:	:
56	8.08	I*****			+	:	:	:
57	5.56	I*****			+	:	:	:
58	5.89	I*****		+	:	:	:	:
59	4.38	I****		+	:	:	:	:
60	2.56	I***		+	:	:	:	:
61	4.97	I*****			+	:	:	:
62	8.17	I*****			+	:	:	:
63	2.74	I***		+	:	:	:	:
64	3.25	I***	+	:	:	:	:	:
65	4.02	I****	+	:	:	:	:	:
66	2.74	I***		+	:	:	:	:
67	8.55	I*****			+	:	:	:
68	2.77	I***		+	:	:	:	:
69	1.50	I* +	:	:	:	:	:	:
70	1.37	I* +	:	:	:	:	:	:
71	1.81	I** +	:	:	:	:	:	:
Total	78.96	I	1	2	3	4	5	6

dB

Fig. 10 The spectra for tire A with 3 pitch length variation of the tread element by pitch noise simulation program



Harmonic	Level	I	1	2	3	4	5	6
51	1.84	I**	+	:	:	:	:	:
52	1.87	I**	+	:	:	:	:	:
53	1.46	I*	+	:	:	:	:	:
54	1.89	I**	+	:	:	:	:	:
55	4.12	I****	+	:	:	:	:	:
56	4.33	I****		+	:	:	:	:
57	6.25	I*****		+	:	:	:	:
58	5.44	I*****		+	:	:	:	:
59	5.86	I*****		+	:	:	:	:
60	4.67	I*****		+	:	:	:	:
61	5.53	I*****		+	:	:	:	:
62	4.10	I****		+	:	:	:	:
63	5.16	I*****		+	:	:	:	:
64	3.87	I****		+	:	:	:	:
65	2.89	I***		+	:	:	:	:
66	4.31	I****		+	:	:	:	:
67	3.07	I***		+	:	:	:	:
68	4.08	I****		+	:	:	:	:
69	2.89	I***		+	:	:	:	:
70	2.58	I***		+	:	:	:	:
71	3.22	I***		+	:	:	:	:
Total	79.42	I	1	2	3	4	5	6

dB

Fig. 11 The spectra for tire A with 3 pitch length variation of the tread element by new pitch noise simulation program

Harmonic	Level	I	1	2	3	4	5	6
48	1.56	I**+	:	:	:	:	:	:
49	.92	I*	+	:	:	:	:	:
50	1.85	I**	+	:	:	:	:	:
51	2.57	I***	+	:	:	:	:	:
52	4.11	I****		+	:	:	:	:
53	4.98	I*****		+	:	:	:	:
54	5.52	I*****		+	:	:	:	:
55	4.11	I****		+	:	:	:	:
56	5.05	I*****		+	:	:	:	:
57	4.04	I****		+	:	:	:	:
58	4.87	I*****		+	:	:	:	:
59	5.22	I*****		+	:	:	:	:
60	5.92	I*****		+	:	:	:	:
61	2.69	I***		+	:	:	:	:
62	4.77	I*****		+	:	:	:	:
63	5.49	I*****		+	:	:	:	:
64	4.55	I*****		+	:	:	:	:
65	3.00	I***		+	:	:	:	:
66	1.51	I**		+	:	:	:	:
67	5.66	I*****		+	:	:	:	:
68	2.26	I**		+	:	:	:	:
Total	80.65	I	1	2	3	4	5	6

dB

Fig. 12 The spectra for tire B with 3 pitch length variation of the tread element by new pitch noise simulation program

Harmonic	Level	I	1	2	3	4	5	6
35	1.11	I*+	:	:	:	:	:	:
36	1.40	I* +	:	:	:	:	:	:
37	1.86	I** +	:	:	:	:	:	:
38	1.05	I* +	:	:	:	:	:	:
39	3.94	I****	+	:	:	:	:	:
40	4.22	I****		+	:	:	:	:
41	5.51	I*****			+	:	:	:
42	6.32	I*****				+	:	:
43	6.14	I*****					+	:
44	6.97	I*****						+
45	7.36	I*****						
46	6.75	I*****						
47	7.41	I*****						
48	5.09	I*****						
49	7.53	I*****						
50	5.36	I*****						
51	2.07	I**						
52	4.07	I****	+	:	:	:	:	:
53	.66	I*	+	:	:	:	:	:
54	2.00	I**	+	:	:	:	:	:
55	2.46	I**	+	:	:	:	:	:
Total	89.27	I	1	2	3	4	5	6

dB

Fig. 13 The spectra for tire C with 3 pitch length variation of the tread element by new pitch noise simulation program

로 본 연구에서 제시한 피치 소음 시뮬레이션 프로그램을 실행한 결과이다. 기존의 경험적인 피치 배열에 의한 결과인 Fig. 10과 비교해 볼 때, 특정 주파수에 소음레벨의 피크가 집중되지 않고 원만하게 분산되었으며 소음레벨도 감소하였다. 또한, 본 연구에서 제시한 피치 소음 시뮬레이션은 소프트웨어 상에서 랜덤으로 피치가 배열되기 때문에 기존의 피치 소음 시뮬레이션의 시간 제한적인 문제점을 해결할 수 있다. Fig. 12, 13은 타이어 B, C를 본 연구에서 제시한 피치 소음 시뮬레이션 프로그램을 실행하여 구한 결과로 본 연구 결과는 타이어의 편평비(Aspect ratio)나 피치 길이, 피치의 수, 원주 길이 등에 영향을 받지 않았다.

### 5. 결 론

원주방향 직선형 그루브의 랜덤배열에 의한 타이어 트레드 피치 소음 제어를 위한 기초연구 결과로 부터 다음과 같은 결론을 구 하였다.

1) 피치의 종류가 증가하거나, 피치가 랜덤으로 배열 되면 피치 소음의 피크레벨이 분산되어 타이어 트레드

피치 소음레벨이 감소하였다.

2) 본 연구에서 제시한 타이어 트레드 피치 소음 시뮬레이션 프로그램을 실행하여 구속조건내에서 최적의 피치 배열을 찾을 수 있게 되었고, 데이터 입력 및 연산시간 등의 문제로 인해 한정적인 횟수의 시뮬레이션에 의존했던 기존의 피치 소음 시뮬레이션 프로그램의 단점을 개선하였다.

3) 본 연구에서 제시한 타이어 트레드 피치 소음 시뮬레이션 프로그램은 타이어의 편평비나 피치 길이, 피치의 수, 원주 길이 등에 관계없이 실행할 수 있다.

### 참고문헌

1. K. Hieronimus, G. Hellener, "Reduction of car sound emission by means of systematic development work", Unikeller conference 91, pp.15/1~15/38, 1991.
2. 日本自動車タイヤ協會, "タイヤ騒音について", 第3報, pp.2, 1987.
3. 김병삼, "타이어 소음에 대한 연구 동향", 한국소

- 음진동공학회지, 제 2 권, 제 4 호, pp.259~263, 1992.
4. J. H. Varterasion, "Quieting Noise Mathematically Its Application to Snow Tires", SAE 690520, 1975, pp 1~12.
  5. R. E. Hayden, "Roadside noise from the interaction of a rolling tire with the road surface", Proceedings of the purdue noise control conference, Purdue university, Lafayette, Indianna, 1971, pp.59~64.
  6. P. R. Willett, "Tire tread pattern sound generation", Tire science and technology, TSTCA Vol.3, No.4, Nov. 1975, pp.252~266.
  7. T. Mukai, M. Sakamoto, N. Goshima, N. Fukuoka, "タイヤノイズについて(1)", 自動車技術, Vol.28, No.1, 1974, pp.61~66.
  8. T. Mukai, M. Sakamoto, N. Goshima, N. Fukuoka, "タイヤノイズについて(2)", 自動車技術, Vol.28, No.2, 1974, pp.161~166.
  9. T. R. Wik, R. F. Moller, "mechanisms of tire sound generation", SAE Paper 720924.
  10. M. Jennewein, M. Bergmann., "Investigations concerning tire/road noise sources and possibilities of noise reduction", Proc Instn Mech Engrs Vol.199, No.D3, 1985, pp.199~204.