

〈논 문〉 SAE NO. 96370135

제동시 브레이크 소음 개선에 관한 연구

A Study for the Improvement of the Brake Squeal Noise

김 동 우,* 이 회 옥**
D. W. Kim, H. W. Lee

ABSTRACT

The frequency of the brake squeal noise can be changed during braking, and this frequency shifting is due to variation of braking deceleration rate. The natural frequency of the brake system also shifted according to deceleration rate. It makes difficult to treat this problem. This paper shows an experimental study on the brake squeal noise having main frequencies of about 450~500Hz. And it shows how to improve the brake squeal noise problem.

주요기술용어 : Brake squeal noise(브레이크 스켈 노이즈), Modal analysis(모드 해석), Dynamic damper(다이내믹 댐퍼)

1. 서 론

에어 브레이크(Air Brake)를 장착한 시내버스에서 제동시에 발생하는 “끼익” 또는 “끄웅” 하는 매우 큰 소리(스켈 노이즈 : Squeal Noise)를 개선하기 위하여 본 연구가 진행되었다.

브레이크 스켈 노이즈는 그 특성상 제동조건이 가혹한 시내버스에서 자주 나타나므로 탑승자는 물론이고 길가의 사람들에게도 심한 불쾌감을 주고 있다. 지난 몇 십년 동안 줄기차게 연구대상

이 되어 온 제동시 소음은 고온, 고압하에서 발생하는 비선형진동의 전형으로 이론적 접근의 어려움과 실험적인 접근의 어려움이 겹쳐 오랜 연구에도 불구하고 뚜렷한 원인 규명은 되지 않은 채 특정 차종, 부품의 경우에만 적용되는 개선안 제시의 수준에 머물고 있는 실정이다^{1)~3)}.

본 연구에서는 스켈 노이즈가 왜 넓은 주파수 대역에서 발생하는지 그 원인을 규명하고, 모드 해석과 전산해석결과를 이용하여 구조 개선을 시뮬레이션해 본 다음, 몇가지 개선안에 대한 평가를 실시하였다.

* 정회원, 전북대학교 기계공학과

** 정회원, 현대자동차 상용제품개발연구소

2. 스켈 노이즈의 원인 분석

2.1 스켈 노이즈의 현상

해당 차량에서 제동시 발생하는 소음의 피크주파수는 그림 1과 같이 450Hz~500Hz이고, 스켈 노이즈의 한 종류로 볼 수 있다. 현상과악 단계에서 문제가 된 것은 소음의 피크 주파수가 50Hz 정도의 넓은 대역에서 발생하는 것이었다. 차량간 차이에 의한 산포도 있었지만, 동일차량 시험시에도 주파수 산포가 넓게 일어나, 통상 공진의 문제로 여겨지던 스켈 노이즈의 본질에 대한 의문이 제기되었다.

2.2 스켈 노이즈의 주요 파라메타 규명

주파수 범위가 넓게 나타나는 원인을 규명하기 위하여, 제동조건을 인자들을 조사한 후 다른 인자들은 일정하게 유지한 상태에서 하나의 인자만을 변경하면서 스켈 노이즈의 변화를 살펴보았다. 여러 인자들 중에서 제동 초속도, 브레이크 드럼, 슈의 온도, 제동 감속도 등을 살펴보면 다른 인자들을 변경시킬 경우에는 주파수의 변화가 거의 없으나(소음 레벨의 변화는 있다), 제동 감속도를 달리할 경우에는 스켈 노이즈의 피크 주파수가 변화하는 것을 표 1에서 볼 수 있다.

따라서 스켈 노이즈의 주파수 산포는 제동 감속도의 차이에서 오는 것임을 알 수 있고, 왜 제동감속도의 변화가 이러한 차이를 가져오는 지에 대한 규명이 다음 과제가 되었다.

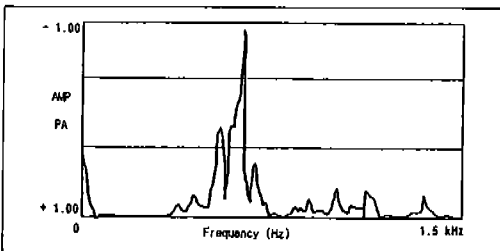


Fig.1 Peak frequency of brake squeal noise

Table 1 Frequency Change of Squeal Noise Due to Changes of Braking Deceleration Rate

감속도 (g)	Squeal Noise 피크 주파수
0.2	460Hz 대역
0.3	470Hz 대역
0.4	480Hz 대역
0.5	490Hz 대역

2.3 스켈 노이즈 발생시의 브레이크 부품들의 진동 모드 특성 파악

스켈 노이즈가 발생할 때의 진동모드를 파악하기 위하여 각 브레이크부품에 가속도계를 부착하고, 실내에서는 운전석에서 소음을 측정하였다. 측정개소는 100여 곳, 300여 자유도를 취하였고, 1회에 측정가능한 최대 수는 24개였다.

실제로 스켈 노이즈가 발생하는 동안, 브레이크 부품들의 진동모드를 측정하려면 다음과 같은 전제조건이 만족되어야 한다.

- 1) 여러번 나눠서 측정하더라도, 최종적으로는 하나의 데이터군으로 만들어져야 한다.
- 2) 데이터 측정에 필요한 시간만큼 소리가 재현될 것.

2.3.1 하나의 데이터군으로 묶는 방법

1)항의 경우에는 여러번 나눠서 시험한 후, 기준 위상(Reference Phase)를 이용하여 하나의 시험 데이터로 다음과 같은 식을 활용하여 만들 수 있다. 본 연구의 경우에는 소음신호를 진동신호에 대한 기준 위상으로 사용하였다. 크로스 스펙트럼측정으로부터 다음 관계를 얻는다.

$$XP_{vib, acous}^{(i)} = A_{vib}^{(i)} e^{j\theta_{vib}^{(i)}} P_{acous} e^{-j\theta_{acous}} \quad (1)$$

$i=1 \dots 23$

여기서,

- $XP_{vib, acou}^{(i)}$: i번째 진동신호와 소음 신호간의 Cross Spectrum
- $A_{vib}^{(i)}$: i번째 진동신호의 진폭
- P_{acou} : 소음신호의 진폭

$\theta_{vib}^{(i)}$: i번째 진동신호의 위상
 θ_{scous} : 소음신호의 위상

위와 동시에 소음신호의 오토 스펙트럼을 구한다.

$$AP_{scous} = p_{scous} e^{j\theta_{scous}} p_{scous} e^{-j\theta_{scous}} = (p_{scous})^2 \quad (2)$$

위 (1), (2)식으로부터 각각의 측정에 대한 기준 위상 스펙트럼 $S_{vib}^{(i)}$ 를 구한다.

$$S_{vib}^{(i)} = \frac{X P_{vib, scous}^{(i)}}{\sqrt{AP_{scous}}} = A_{vib}^{(i)} e^{j(\theta_{vib} - \theta_{scous})} \quad (3)$$

위 (3) 식을 이용하면 여러차례 나눠서 측정 하더라도, 소음신호를 매 측정마다 계측하기만 하면 주행중 모드를 찾아낼 수 있다. 물론, 1회 측정으로 완성한 데이터보다는 정도가 떨어지므로 가능한 한 측정횟수를 줄이는 것이 바람직하다 할 것이다.

2.3.2 주행중 모드 측정의 새로운 접근

2)항은 본 연구의 경우 20초 정도의 지속시간을 요구하는데 실제로는 약 5초에서 10초 정도 밖에는 발생하지 않아 데이터 처리에 어려움이 있었다. 사시 다이노미를 활용할 수도 없는 형편이었으므로, 대안으로, 실제로 주행하지 않는 상태에서도 제동조건을 재현하여 주행중 모드에 근사한 데이터를 얻을 수 있는 방법을 고안하는데 많은 시간을 할애하였다.

고안한 방법은 후차축 어셈블리를 실험실에 설치하고, 실제로 슈(Shoe)에 걸리는 브레이크 압력을 각각의 제동 감속도 별로 측정하고, 거기에 상응하는 압력을 스프링으로 가해 주어 다른 조건은 맞추지 못하더라도, 압력만은 실조건과 일치하도록 구성하였다. 이 조건에서 시험한 진동모드는 실제로 후에 측정된 실차 제동조건하에서 측정된 주행중 모드와 잘 일치하고 있으며, 이는 여건을 갖추지 못해 아예 측정을 포기하는 사람들에게는 중요한 정보가 되리라 믿는다. 시험장비의 구성은 그림 2에 나타내었다.

2.3.3 시험 결과

그림 3과 그림 4에서 실 제동조건인 주행중 모드와 실험실에서 제동조건을 재현하여 측정된 진동모드가 비교적 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있으며, 이로부터 실차조건에서 주행중 모드

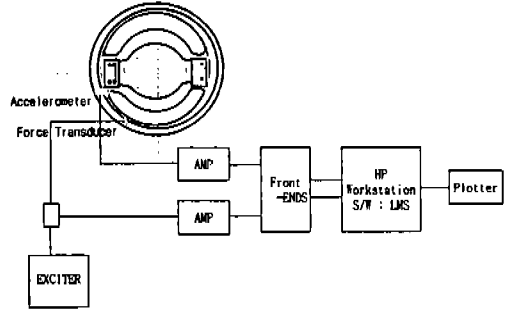


Fig.2 Test equipment for measuring structural mode

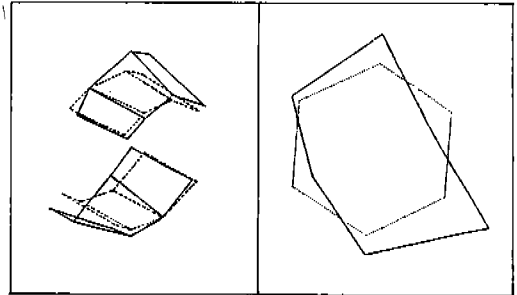


Fig.3 Running mode of actual braking condition

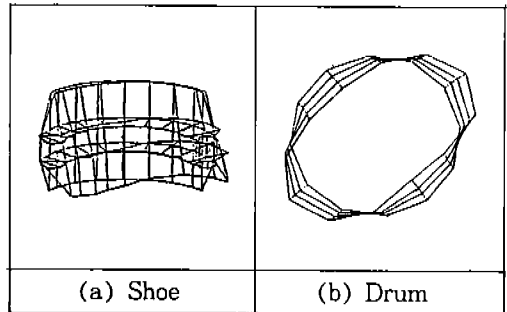


Fig.4 Vibration mode for braking simulation in LAB

를 측정할 수 없다 하더라도 유사한 결과를 찾아 낼 수 있다는 것을 확인할 수 있었다. 진동모드는 드럼(Drum)의 경우 4점의 노드(Node)를 갖는 진동형태를 보이며, 슈는 비틀림모드를 가지고 있다.

표 2와 그림 5에서 볼 수 있듯이, 감속도에 따라 브레이크 부품의 고유 진동수가 변화하는 것을 알 수 있다.

또한 이러한 고유 진동수의 변화가 최종적으로 스켈 노이즈의 주파수와도 일치하는 것을 그림 6에서 확인할 수 있으므로 스켈 노이즈의 원인은 슈와 드럼의 공진이 문제의 원인임을 밝혀졌다. 그러나 드럼의 경우에는 발열문제로 해당모드를 억제시키는데 가장 효과적인 대책인 마우스(Mouth)부위 보강을 적용할 수 없으므로 우선적으로 슈를 개선대상으로 선정하였다.

Table 2 Natural Frequency Related to Braking Condition

속도 (g)	실차 Noise 주파수	슈 공진 주파수	드럼 공진 주파수
0.2	470Hz	470 ± 10'	475 ± 10'
0.3	480Hz	485 ± 10'	500 ± 10'
0.4	490Hz	500 ± 10'	500 ± 10'

'표시는 실험실에서의 시험이 실차조건과 정확히 일치하지 않음에 따른 오차

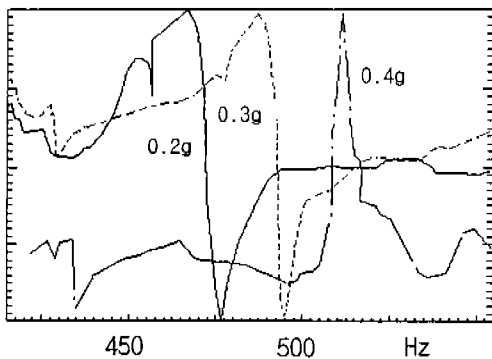


Fig.5 Resonance shift of FRF due to change of deceleration rate(LAB)

3. 스켈 노이즈 개선 방안 및 파급 효과

첫번째 개선 방법으로 슈 자체의 공진점을 이동시켜 보고자 슈의 강성 변경을 시도하였고, 두 번째로 슈 재질에 다른 진동 특성 변경을 시도하였고 마지막으로 슈에 다이내믹 댐퍼(Dynamic Damper)를 적용하여 공진점의 이동을 시도하였다.

3.1 슈 강성 변경 및 파급 효과 파악

슈의 강성을 변경하여 공진점을 이동시키기 위해 여러가지 방법을 이용하였으나 (표 3.), 공진 주파수 대역의 이동폭이 너무 작아서, 효과가 별로 없는 것으로 나타났다. 일부 단품 상태에서는 공진주파수의 이동이 발생한 경우에도 조립시에는 문제 주파수대역을 벗어나지 못하였으며, 따라서 효과가 없는 것을 실차 시험에서 확인할 수 있었다.

3.2 브레이크 슈의 재질 변경 및 효과 파악

표 4에서 나타난 것처럼 슈의 재질을 변경하였다. 단품 상태에서의 주파수 대역의 변화는 상당히 크게 나왔으나 드럼과의 결합 후 가압 상태에서 주물 슈를 제외하고는 스켈 노이즈 발생 주파수 대역을 벗어나지 못하여 효과 없음이 드러났다. 단, 주물 슈는 스켈 노이즈가 발생하지 않

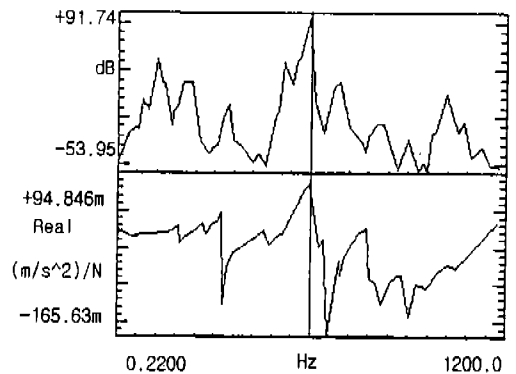




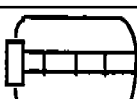


Fig.6 Comparison between FRF from modal testing and the result of frequency analysis of squeal noise

Table 3 Influence of Stiffness of Brake Shoe

변경 내용		단품상태의 고유진동수 Hz
초기		320
슈 WEB부 완전 폐단면		-
슈 WEB부 부분 폐단면		343
슈 두께변경 (4t→3t)		-
Rib 보강		334
SPR'G 보강		352

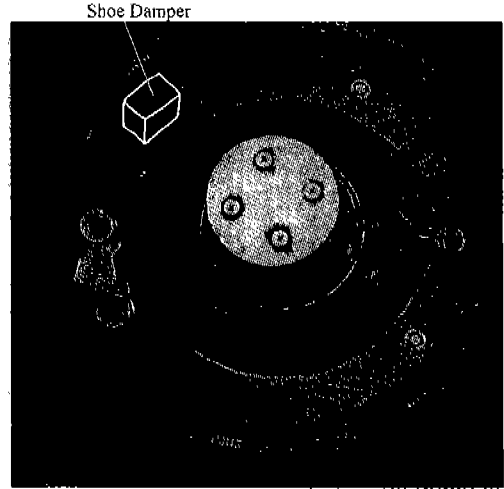


Fig.7 Brake system and attachment of shoe damper

Table 4 Influence of Material Selection of Brake Shoe

슈 재질	단품 고유 진동수	가압상태시 고유 진동수	소음값 (dB)
Steel	325	470~534	100
주물	704	340~380	-
AL	767	443~492	100
주강	612	-	

았으나 이 제품은 실사용 조건에서 취성등의 문제로 여러가지 불합리한 사항들이 많이 나타나는 사양으로 판단되어 개선대책으로서는 부적합한 것으로 결론지었다.

3.3 다이내믹 댐퍼(Dynamic Damper)의 적용 및 효과 파악

마지막 개선 방안으로 그림 7과 같이 슈에 다

Table 5 The Change of Natural Frequency After Damper Attachment

단품 상태의 고유 진동수(Hz)		가압 상태의 고유 진동수(Hz)	
초기	Damper 부착 후	초기	Damper 부착 후
325	291	460~510	370~421
399	340	470~530	375~430

이나믹 댐퍼를 적용하는 문제를 검토하였다. 이 댐퍼를 적용하기 위하여 민감도 해석(Sensitivity Analysis)를 실시하였다. 이 민감도 해석을 시행하여 최적의 댐퍼부착 위치를 찾은 다음, 댐퍼의 주파수 튜닝(Tuning)을 실시하는데 어려움이 많았는데, 그 이유는 슈의 품질 산포가 커서 목표 주파수를 찾아내기가 곤란했기 때문이다. 총 18대분의 슈를 시험하여 그 중 가장 낮은 고유 진동수와 가장 높은 고유 진동수를 가진 슈를 갖고 시험을 실시하였다. 댐퍼 부착 후 고유 진동수 변화에 대한 것을 표 5에 표시하였다.

슈의 품질 산포에 따른 댐퍼 효과의 감소를 우려했으나, 가장 높은 고유 진동수를 가진 슈에서

도, 조립된 가압 상태에서 스켈 노이즈 발생 주파수와는 상당히 간격이 있었다.

최종 확인을 위해 가장 높은 고유 진동수를 가진 슈를 실차에 장착, 시험을 실시하였으나 스켈 노이즈가 발생하지 않아 개선 사양으로 결정하였다.

4. 결 론

에어 브레이크를 장착한 시내버스의 스켈 노이즈는 슈, 드럼의 공진이 원인이고, 제동 감속도에 따라 슈와 드럼의 공진점이 이동하고 있으며 그에 따라 스켈 노이즈의 파크주파수도 같이 변화한다는 새로운 사실을 알아 냈다. 동시에 모드 해석 시험 방법에서도 측정이 어려운 주행중 모드 대신에 실험실에서 실제동 조건과 동일한 압력만 가해주면, 스켈 노이즈이 원인이 되는 진동

모드의 특성을 파악할 수 있다는 것도 알아내었다. 또한, 가시적인 성과로서는 슈 자체의 물리적 특성을 변화 시키지 않으면서 슈 댐퍼를 부착하는 것만으로도 스켈 노이즈를 개선할 수 있었다.

참 고 문 헌

1. R. A. C Fosberry & Z. Holubecki, "An Investigation of The Cause and Nature of Brake Squeal", MIRA Report No. 1955/5.
2. R. A. C Fosberry & Z. Holubecki, "Third Report on Squeal of", MIRA Report No. 1957/3.
3. Yuuji Suzuki & Hideo Ohno, "A Study on Drum Brake Noise of Heavy Duty Vehicle", SAE 811399.