Transactions of KSAE, Vol. 24, No. 5, pp.520-526 (2016)

Copyright © 2016 KSAE / 144-04
pISSN 1225-6382 / eISSN 2234-0149
DOI http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2016.24.5.520

브레이크 패드의 동적 불안정성에 따른 스퀼 소음 발생 원인의 실험적 연구

조 상 운[1] · 임 병 덕[*2]

상신브레이크 기술연구소[1] · 영남대학교 기계공학부[2]

An Experimental Study on the Squeal Noise Generation due to Dynamic Instability of Brake Pad

Sangwoon Cho[1] • Byoungduk Lim[*2]

[1]R&D Center, Sangsin Brake, 90 Techno jungang-daero, Yuga-myeon, Dalseong-gun, Daegu 43023, Korea
[2]Department of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyeongbuk 38541, Korea
(Received 15 February 2016 / Revised 11 May 2016 / Accepted 8 June 2016)

Abstract : Squeal noise is a typical brake noise that is annoying to both passengers and pedestrians. Its frequency range is fairly wide from 1 kHz to 18 kHz, which can be distressful to people. The brake squeal noise occurs due to various mechanisms, such as the mode coupling of the brake system, self-excited vibration, unstable wear, and others. In this study, several parameters involved in the generation of a squeal noise are investigated experimentally by using a brake noise dynamometer. The speed, caliper pressure, torque, and friction coefficient are measured as functions of time on the dynamometer. The contact pressure and temperature distributions of the disc and the pad are also measured by using a thermal imaging camera and a pressure mapping system. As a result of the simultaneous measurement of the friction coefficient and squeal amplitude as functions of the velocity, it is found that the onset of the squeal may be predicted from the μ - v curve. It is also found that a non-uniform contact pressure causes instability and, in turn, a squeal. Based on the analysis results, design modifications of the pad are suggested for improved noise characteristics.

Key words : Squeal noise(스퀼 소음), Dynamic instability(동적 불안정성), Negative damping(음의 감쇠), Brake noise dynamometer(제동 소음 다이나모미터), μ-v curve(마찰계수-속도 곡선), Squeal onset(스퀼 발생 시작)

1. 서 론

오늘날을 살고 있는 사람들에게 있어 자동차는 필수 이동 수단이다. 현재의 자동차는 과거에 단순히 잘 달리고, 잘 서는 수준을 뛰어넘어, 운전자와 동승자 그리고 보행자의 안전성 확보와 운전의 재미 그리고 소음, 진동 등과 같은 감성 품질의 만족 여부가 좋은 자동차의 척도가 되고 있다. 자동차를 구성하는 수많은 구성요소 중 제동 장치도 예외가 될 수 없다. 안정적인 제동 성능 만족 뿐만 아니라 NVH(Noise, Vibration, Harshness)의 요구 수준을 만족해야 한다.

제동 시 발생하는 소음과 진동은 제동 조건과 발생 주파수에 따라 구분하고 있다. 스퀼 소음은 사람의 귀가 인지하기 쉬운 1 kHz ~ 18 kHz의 고주파 소음으로 제동 초기부터 말기까지 다양한 메커니즘으로 발생하는 대표적인 제동 소음이다.[1)]

스퀼 소음에 대해서는 지난 수십 년 간 산업계와 많은 학자들에 의해 발생 메커니즘 규명 및 소음 개선을 위해 다양한 방법의 연구가 이루어지고 있다. CAE(Computer Aided Engineering)를 이용한 복소 고

*Corresponding author, E-mail: bdlim@yu.ac.kr

유치 해석(CEA: Complex Eigen Value Analysis)등을 통해 제동 시스템의 연성에 따른 불안정성(instability)을 해석하거나, 수학적 모델을 이용한 수치해석 등을 통해 불안정성에 대해 연구하고 있다. 또한 과거 제동 소음과 관련한 대부분의 실험적 연구에서는 근사화한 실험적 모델을 사용하였다.[2-10)]

본 연구에서는 근사적 실험 모델이 아닌 실차의 브레이크 시스템을 사용하여 다이나모미터에서 실제 제동 조건을 재현함으로써, 스퀼 소음 및 진동의 발생 원인을 분석하였다. 특히 노이즈 다이나모미터를 이용한 제동에서 발생한 스퀼 소음에 대하여 속도에 따른 마찰계수 변화와 스퀼 소음의 음압의 크기 변화 및 Onset을 분석하여 스퀼 소음의 동적 불안정성에 대해 관찰 하였다. 또한, 본 연구에서는 스퀼 소음 개선을 위해 마찰재의 성분 변경 없이 마찰재의 기하학적 변화만으로 개선안을 제안하였으며, 개선안에 대한 검증 실험을 실시하였다.

2. 스퀼 소음 메커니즘

스퀼 소음을 발생시키는 원인은 다양하며, 자려진동(self excited vibration), 제동 시스템 간 연성(coupling)에 의한 공진, 불균일한 마찰 및 stick - slip 등에 의해 발생한다고 알려져 있다.

차량의 주행 중에는 타이어와 함께 브레이크 디스크도 회전을 한다. 운전자가 차량의 속도를 줄이거나 정지하기 위해 브레이크 페달을 밟으면 Fig. 1에서 보이듯이 제동 계통을 따라 캘리퍼 피스톤 압력으로 브레이크 패드를 밀어 디스크와 마찰을 통해 감속 또는 정지에 이르게 된다. 발생한 마찰에 의해 자려 진동이 발생하여 제동 시스템에 영향을 미

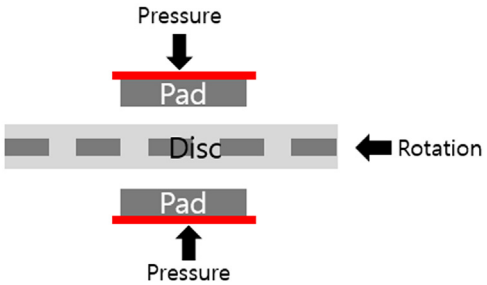


Fig. 1 Mechanism of brake and squeal noise

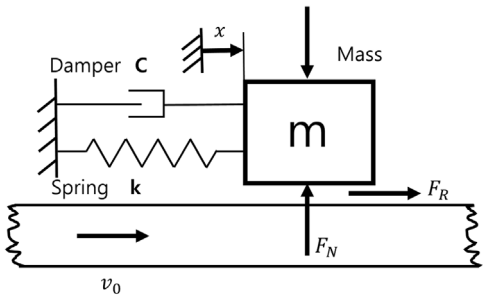


Fig. 2 1 - DOF mass on a belt model

치며, 제동 중 속도에 따른 마찰 계수의 변화에 의해 스퀼 소음이 발생한다. 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 마찰이 포함된 1 자유도 벨트 모델(1-DOF mass on belt model)을 사용하여 시스템의 운동방정식을 나타내고, 이를 통해 음의 감쇠(negative damping)의 영향으로 스퀼 소음의 발생 원인이 되는 동적 불안정성을 설명하고자 하였다.[11)]

F_R은 마찰력을, F_N은 수직 반력을, μ는 동마찰계수를 나타낸다. 또한, 움직이는 벨트 표면위에서 스프링 상수가 k인 스프링과 감쇠 계수 c인 감쇠기로 연결된 질량 m이 움직이는 개략도를 나타내고 있으며, 마찰력 F_R은 항상 벨트에 대한 질량의 상대운동 방향과는 반대로 작용한다. 속도(v_{rel})와 마찰계수(μ) 관계 곡선에서 동마찰계수의 기울기를 δ로 나타내고 있다.

$$F_R = \mu(v_{rel})\, F_N \quad F_N = const. \tag{1}$$

$$v_{rel} = v_0 - \dot{x} \tag{2}$$

$$\mu(v_{rel}) = sgn(v_{rel})(\mu_0 + \delta|v_{rel}|) \tag{3}$$

$$\delta = \frac{d\mu(v_{rel})}{dv_{rel}}\Big|_{v_0} \tag{4}$$

$$m\ddot{x} + (c + \delta \cdot F_N)\dot{x} + kx = 0 \quad (v_{rel} = 0) \tag{5}$$

식 (4)에서 동마찰 계수의 기울기(δ)가 음이며 그 절대값이 시스템의 감쇠보다 크면 식 (5)의 $(c+\delta \cdot F_N)$ 값이 음이 되고, 음의 감쇠의 영향으로 시스템이 불안정하게 되어 스퀼 소음이 발생하게 된다. 반대로, 식 (4)의 동마찰 계수의 기울기가 음이 되더라도 식 (5)의 $(c+\delta \cdot F_N)$의 값이 양의 감쇠를 갖게 되면 시

스템이 안정화되어 불안정성으로 인한 소음이 일어나지 않게 된다.

3. 연구 모델 선정

스퀼 소음의 불안정성을 확인하기 위한 모델 선정을 위해 다수의 브레이크 패드에 대해 스퀼 소음 실험을 실시하였다. 스퀼 소음 발생 확인을 위해 SAE J 2521 규격 및 SB Squeal Noise 모드를 사용하여 실험하였다.[12] 실험을 통해 얻은 결과 중에 브레이크 소음의 스펙트럼이 특정 주파수에서 강한 peak를 나타내며 70 dB(A)이상의 음압레벨을 나타낼 때 스퀼 소음으로 간주하였다.

Fig. 3은 실험 시 발생한 스퀼 소음의 일반적인 스펙트럼의 형태를 보여주고 있으며, 대부분의 경우 아래와 같이 1개의 peak 주파수 성분을 가지지만, 경우에 따라서 다수의 peak 주파수 성분을 가지는 경우도 있다.

본 연구에서는 3종의 브레이크 다이나모미터를 이용하여 스퀼 소음을 확인하고 불안정성을 분석하였으며, 개선 방안을 제안하여 이들 방안의 유용성을 실험적으로 검증하였다. 노이즈 다이나모미터(noise dynamometer)를 이용하여 소음과 진동 그리고 속도 - 마찰계수 특성을 측정하였다. 동적 상태에서는 패드의 면압을 측정하기 어려우므로 동적 상태 면압이 정적 상태와 동일하다고 가정하고 성능 다이나모미터(performance dynamometer)를 이용하여 정적인 상태에서 디스크와 패드의 접촉 면압 분포를 확인하였다. 동적 상태에서 패드의 면압이 높은

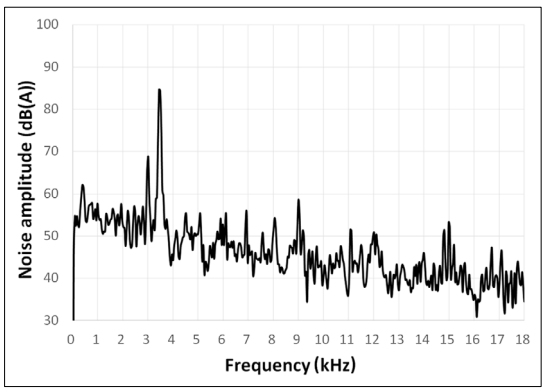


Fig. 3 Example of spectrum

Fig. 4 Brake pad (under test)

위치에서는 제동으로 소산되는 에너지가 커지므로 큰 열이 발생하고 온도가 상승한다. 따라서 본 연구에서는 제동 시 디스크의 온도 분포를 측정하여 동적상태에서 패드 면압의 분포를 간접적으로 확인하였다. 그리고 개선 모델의 스퀼 소음 검증을 위해 실차를 이용한 샤시 노이즈 다이나모미터(chassis noise brake dynamometer)를 통해 스퀼 소음의 개선 모델에 대해 검증하였다. 그 외 스퀼 소음과 진동 데이터 분석을 위해 소음 / 진동 분석 장치(N.V.H. DAQ), 전자식 면압 분석 장치(electronic pressure mapping system), 적외선 열화상 카메라(infrared thermal camera) 등을 사용하였다.

본 연구에서는 다수의 시료 중 반복 제동 실험에서 소음 발생율(스퀼 발생빈도/반복 실험 횟수)이 약 60 % 이상의 빈도로 스퀼 소음이 발생한 브레이크 패드 모델을 분석 및 개선 대상으로 선정하였다. 스퀼 소음은 2 kHz ~ 11 kHz의 주파수 범위에서 발생하였다. 패드의 기하학적 형상에 따른 스퀼 소음 특성의 변화를 확인하기 위해 슬롯(slot)과 챔퍼(chamfer)를 적용하지 않았으며, 쉼(shim) 또한 부착하지 않았다.

Fig. 4는 본 연구를 위해 선정된 2,000 cc급 양산차량의 브레이크 패드 모델로서, 스퀼 소음 확인과 소음 개선 여부를 검증하는데 사용하였다.

4. 동적 불안정성 분석

연구 모델로 선정된 패드의 제동시험 중 브레이크 다이나모미터로부터 얻어진 마찰계수와 속도의 관계 곡선(μ-v curve)과 스퀼 소음의 관계를 검토하였다.

스퀼 소음은 제동과 동시에 초기부터 발생하거나, 제동 중에 발생하며 패드에 가해진 압력이 해제되면 소멸된다. 스퀼 소음 발생과 마찬가지로 마찰계수도 제동 중 속도 감소에 따라 변화하는 것을 확

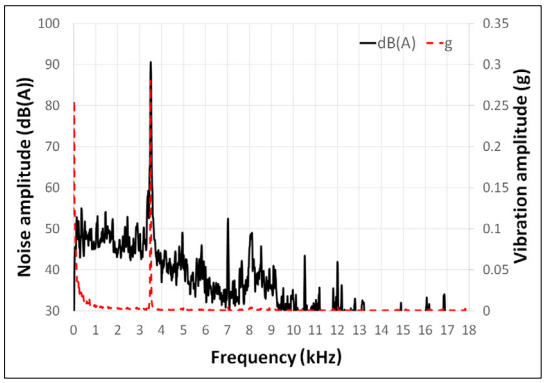


Fig. 5 Squeal noise @3.5kHz

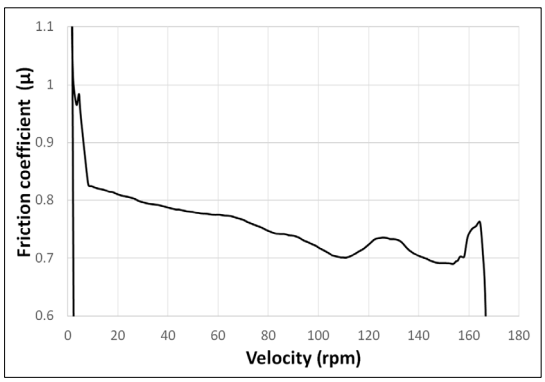


Fig. 6 μ - v curve

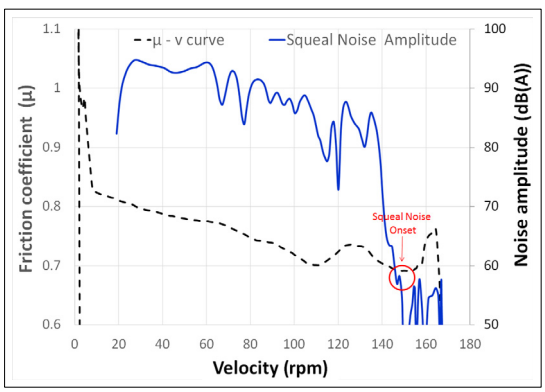


Fig. 7 Relation between μ-v curve & squeal noise

인할 수 있었다. Fig. 5의 그래프는 스퀼 소음과 진동의 스펙트럼(실선은 소음, 점선은 진동)을 나타낸 것으로 소음, 진동 모두 3.5 kHz에서 뚜렷한 peak를 보인다. Fig. 6의 그래프는 동일한 실험에서 측정된 속도-마찰계수의 그래프를 보여준다.

스퀼 소음 발생 시 속도에 따른 마찰계수의 변동과 스퀼 소음의 음압 크기의 변동을 Fig. 7과 같이 동기화하여 비교해 보았다. 속도에 따른 마찰계수의 변화는 실선으로 표현하였고, 스퀼 소음의 음압 크기는 점선으로 표현하였다. 제동은 시간에 따라 속도가 감소하는 것이므로 Fig. 7에서 시간의 경과에 따른 현상은 왼쪽으로 진행된다.

속도에 따른 마찰계수 관계와 스퀼 소음의 음압 크기의 관계에서 살펴보면 스퀼 소음이 발생하기 전에 스퀼 소음의 Onset이 나타나는 것을 Fig. 7과 같이 확인할 수가 있었다. Onset 발생 전의 속도-마찰계수 곡선의 기울기는 양의 기울기를 가져 양의 감쇠의 영향으로 음압의 크기가 낮은 반면 Onset이 발생하는 시점은 속도 - 마찰계수의 기울기가 양에서 음으로 변화하는 지점에서 발생하였다. Onset 이후 음압 레벨이 70 dB(A) 이상으로 상승하여 스퀼 소음으로 간주하였으며, 스퀼 소음은 속도-마찰계수 곡선의 기울기와 상관성을 가지고 있다는 것을 확인할 수 있었다. 또한 Onset 이후 속도의 감소에 따라 마찰계수가 음의 기울기로 상승할 때는 스퀼 소음의 음압 크기가 상승하였다. 이때 마찰계수의 증가에 의해 음의 감쇠(negative damping)의 영향으로 시스템이 동적으로 불안정하여 스퀼 소음이 발전하는 것을 확인할 수 있었다.

마찰 계수가 양의 기울기를 가지면 스퀼 소음의 음압의 크기가 줄어들며, 마찰계수가 극소점을 지나 음의 기울기를 가지면 스퀼 소음이 발전하는 것을 알 수 있었다. 이와 같은 현상은 스퀼 소음이 발생하는 제동에서 공통으로 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 다만, Fig. 8과 같이 제동과 동시에 발생하는 스퀼 소음의 경우에는 명확한 Onset을 확인할 수가 없었다. 하지만, 스퀼 소음의 음압과 속도-마찰계수 곡선과의 상관 관계는 명확하게 나타나는 것을 알 수 있었다. 제동 시 초기 속도에서 말기 속도까지 마찰계수의 변화를 보면 감속 시 마찰계수가 상승하면, 스퀼 소음 음압의 크기가 증가하였고, 음압의 크기가 감소하면, 마찰 계수의 크기도 감소하는 것을 확인 할 수 있어 속도에 따른 마찰계수의 기울기 변화의 영향으로 음의 감쇠력과 동적 불안정성을 확인할 수는 있었다.

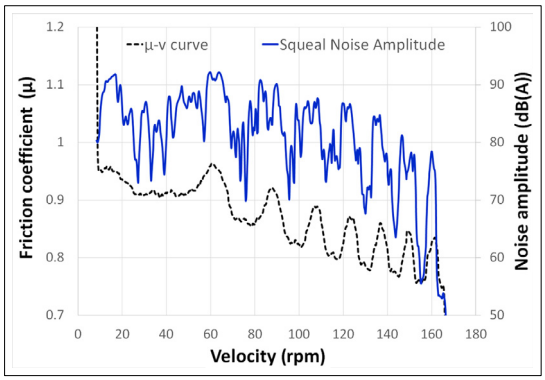


Fig. 8 μ-v curve & squeal noise amplitude
(Noise occurrence from the start of braking)

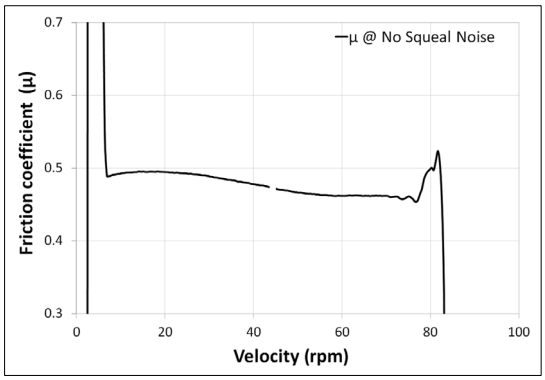


Fig. 9 μ-v curve (No squeal noise)

스퀼 소음이 발생하지 않은 제동에서는 속도 - 마찰계수 곡선이 스퀼 소음 발생 시와 차이를 보였다. 속도에 따른 마찰계수의 기울기 변화가 작은 경우, Onset이 발생하지 않고 안정적인 제동이 이루어지는 것을 Fig. 9에서 알 수 있었다.

5. 스퀼 소음 개선과 검증

제동 시, 마찰계수와 속도 곡선의 기울기 부호가 바뀜에 따라 동적 불안정성이 나타나게 되고 스퀼 소음이 발생하는 것을 알 수 있었다. 마찰재는 다수의 재료가 혼합된 복합체로써 재료의 종류와 조성 따라 마찰재의 제동 성능, 마모 특성 등이 변경될 수 있으므로 스퀼 소음 개선을 위해서는 마찰재의 기존 성능의 변경 없이 최소 범위에서 개선안을 선정하였다. 따라서 본 연구에서는 동적 불안정성을 확인한 모델을 '기존 모델'로 지칭하고, 마찰재의 기학학적 측면에서 두 가지 개선 모델을 마련하였다. 첫째로, 패드 자체의 감쇠율을 높여 제동 시 마찰에 의해 발생하는 자려진동의 영향에 의한 동적 불안정성의 음의 감쇠 영향을 감소 또는 흡수하기 위한 목적으로 패드에 쉼(shim)을 적용한 시료를 '개선 모델 1'로 지칭하였다. 둘째로, 디스크와 패드의 접촉 면적을 감소시킴으로써, 마찰면적을 줄여 제동 가진력 저감 효과를 얻기 위해 기존모델 패드의 양쪽 측면을 챔퍼 처리한 모델을 '개선 모델 2'로 지칭하였다.

기존모델과 개선 모델 1, 2의 감쇠율 특성 확인을 위해 SAE J2598 규격으로 각 시료의 고유진동수 및 감쇠율을 측정하여 Fig. 10과 같이, 각 모델의 감쇠율을 확인 할 수 있었다.[13] 쉼을 적용한 '개선 모델 1'의 감쇠율은 '기존 모델'과 '개선 모델 2'의 감쇠율과 비교할 때 모든 모드에서 상승하는 것을 볼 수 있었다.

또한, 디스크와 패드의 접촉 상태 변동에 따른 효과를 검증하기 위해 전자식 면압 분석 장치를 이용하여 캘리퍼에 압력을 가한 상태에서 디스크와 패드의 면압 분포를 측정하였다.[14]

패드 면압 분포는 Table 1과 같이 각 모델별로 차이를 보였다. 기존 모델의 면압 분포를 살펴보면 패드 양쪽 측면 끝단이 거의 접촉 되지 않으며 패드 상단 부분(점선 네모 부분)은 접촉 면압이 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있었다. 개선 모델 1은 기존 모델과 유사하게 패드 측면 끝단이 접촉 되지 않았으나, 그 외 부분의 면압은 고루 분포되는 것을 확인할 수 있었다. 쉼 접착 효과는 감쇠율 상승뿐만 아니라 면압 분포에도 영향을 미치는 것을 확인 할 수 있었다. 그리고 개선 모델 2의 면압 분포는 기존 모델과 개선 모델1에 비해 챔퍼의 영향으로 접촉 면적이

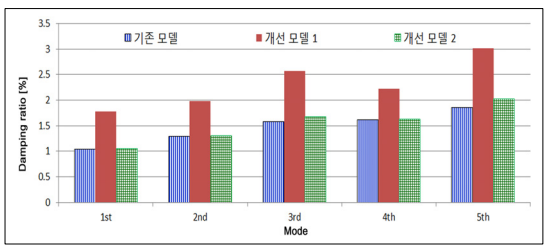


Fig. 10 Comparison of damping ratio

Table 1 Distribution of contact pressure

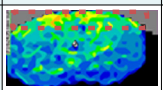
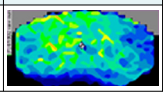
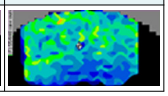
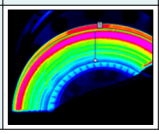
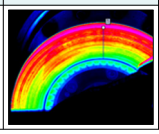
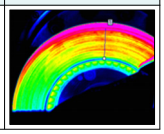
	Baseline	Modification 1	Modification 2
Result			

Table 2 Distribution of disc temperature

	Baseline	Modification 1	Modification 2
Result			

줄어든 반면 패드 접촉 면압이 고르게 분포되고 있음을 확인할 수 있었다.

회전하고 있는 디스크를 제동하면 운동에너지가 열에너지로 변환되므로 디스크의 온도가 상승한다. 다이나모미터에서 제동할 때, 동적 면압을 측정하기에 한계가 있어 적외선 열화상 카메라를 이용하여 제동 시 각 모델 별로 디스크의 표면 온도 분포를 측정하여 동적 면압 분포를 유추하려고 하였다. Table 2와 같이 각 모델 별로 디스크의 온도 분포 차이를 확인할 수 있었다.

기존 모델의 디스크 온도 분포는 정적 상태에서 확인된 패드 면압 분포에서처럼 패드 상단에 면압 분포가 집중된 것과 유사하게 디스크의 상단에만 국소적으로 고온으로 나타나는 결과를 확인할 수 있었다. 반면에 개선 모델 1과 2를 적용한 디스크 온도 분포는 기존 모델과 달리 디스크 전체에 온도가 고루 분포하는 것을 확인할 수 있었다. 이에 따라 정적상태에서 측정된 패드 면압 분포가 동적상태에서의 디스크 온도 분포와 상관성을 나타낸다는 것을 유추할 수 있었다. 소음 발생 빈도가 높은 기존 모델에서는 패드의 면압이 작은 면적에서 집중되면서, 이로 인해 속도 - 마찰 계수 관계 곡선의 변동이 심해져서 동적으로 불안정한 상태가 되기 쉬운 것으로 추론할 수 있다. 면압 분포가 균일해지면 속도 - 마찰 계수 곡선의 변동이 작아지거나 감쇠가 증가하여 동적 불안정성이 완화되어서 스퀼 소음이 발생하더라도 음압의 크기 변화 범위가 좁고 진폭이 낮아지는 결과를 보였다. 또한, 기존 모델 대비 개선 모델 1과 2의 면압 분포와 디스크의 온도 분포가 균일하게 나타남으로 스퀼 소음이 저감 될 수 있을 것으로 기대할 수 있었다.

Table 3 Squeal noise verification test for 3 design modification

	Noise occurrence ratio (%)	Frequency (kHz)	Remark
Baseline	35.1	2 ~ 11	-
Modification 1	0.1	11	Shim
Modification 2	41.9	3, 6 ~ 9	Chamfer

두 가지 개선안에 대한 스퀼 소음 저감 효과를 확인하기 위해 실차를 이용하여 샤시 노이즈 브레이크 다이나모미터에서 검증 실험을 실시하였다. 실차 소음 검증 실험 결과는 Table 3과 같으며, 개선 모델 1과 2 모두 스퀼 소음이 감소되는 결과가 나타났다.

기존 모델의 스퀼 소음은 노이즈 다이나모미터에서 BCM(Brake Corner Module) 구조물로 실험을 진행하였으며, 실차를 이용한 검증 실험과 소음 발생률은 차이가 있었지만, 발생 주파수는 2 kHz ~ 11 kHz로 유사하게 발생하였다. 쉼을 적용하여 패드의 감쇠율을 증가시킨 개선 모델 1의 소음 발생률은 0.1 %로 현저하게 감소하였으며 발생 주파수는 11.8 kHz만 발생하여 소음 주파수 성분의 수도 줄어들었다. 접촉 면적을 축소하기 위해 패드의 챔퍼 처리 한 개선 모델 2의 경우도 개선 효과는 일부 나타났지만, 개선 모델 1 만큼 효과가 크지 않았다. 소음 발생률은 증가하였으나, 발생 주파수 성분의 개수가 줄어드는 것을 확인 할 수 있었다. 특이한 점은 개선 모델 1에서 발생한 소음 주파수 중 11.8 kHz의 소음이 개선모델 2에서는 발생하지 않았다. 그에 따라 개선 모델 1의 쉼과 개선 모델 2의 챔퍼를 적용한 개선 모델 3을 추가로 스퀼 실험을 실시하였으며, 예측한 결과와 같이 소음이 발생하지 않았다.

6. 결 론

본 연구에서는 제동 시 발생하는 스퀼 소음의 원인을 실험적으로 규명하고자 하였다. 노이즈 다이나모메터에서 측정된 속도별 소음 - 진동의 진폭과 속도 - 마찰계수 곡선을 동기화하여 관찰함으로써 특정한 속도 - 마찰계수 관계에서 스퀼 소음의 Onset이 나타남을 알 수 있었다.

1) 스퀼 소음이 발생하는 불안정 상태일 때,
   - 마찰계수와 속도 그래프는 스퀼 소음이 발생할 때, 양에서 음의 기울기로 그래프가 변화한다.
   - 음의 기울기가 커질수록, 스퀼 소음의 음압 크기는 증가한다.
2) 스퀼 소음이 발생하지 않았을 때,
   - 불안정성을 나타내는 Onset이 발생하지 않는다.
   - 마찰계수와 속도의 그래프는 완만한 음의 기울기를 갖고 기울기가 일정 이하에서는 불안정성이 나타나지 않는다.
3) 불균일한 접촉 면압으로 인해 속도 - 마찰계수 관계의 변동 폭이 커지고 동적 불안성의 Onset이 나타나며 다시 이로 인해 스퀼 소음이 유발된다.
4) 패드의 감쇠율 증가 및 접촉 면적 감소는 스퀼 소음 개선의 효과가 있다.
5) 스퀼 소음을 유발하는 동적 불안정성은 감쇠보다 마찰계수의 음의 기울기가 더 커질 때 나타난다.

References

1) S. W. Cho, T. H. Jeon, J. S. Jang and S. D. Hwang, “Experimental Study on Occurring to Squeal Noise as per Way of Shim Bonding,” KSAE Annual Conference Proceedings, pp.539-540, 2014.
2) Y. G. Joe, B. G. Cha, H. J. Sim, H. J. Lee and J. E. Oh, “Analysis of Disc Brake Instability due to Friction-Induced Vibration Using a Distributed Parameter Model,” Int. J. Automotive Technology, Vol.9, No.2, pp.161-171, 2008.
3) B. J. Cho, J. H. Nam and J. Y. Kang, “Squeal Test Using Lab-Scale Brake Dynamometer,” KSAE Annual Conference Proceedings, pp.865-868, 2012.
4) M. Triches Jr, S. N. Y. Gergers and R. Jordan, “Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping,” J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng., Vol.26, No.3, pp.340-348, 2004.
5) M. Francesco, L. Baillet and O. Giannini, “Experimental Analysis on Squeal Modal Instability,” International Modal Analysis Conference-IMAC-XXIV, 2006.
6) O. Giannini, A. Akay and Z. Xu, “A Laboratory Brake for the Study of Automotive Brake Noise,” Proceedings of IMAC XX, No.373, 2002.
7) A. M. Rabia, N. M. Ghazaly, M. M. Salem and A. M. Abd-El-Tawwab, “Experimental Studies of Automotive Disc Brake Noise and Vibration: A Review,” Int. J. Modern Eng. Res., Vol.3. No.1, pp.199-203, 2013.
8) H. J. Soh, S. Moon, K. W. Yoon, C. K. Park, J. S. Park and S. Chang, “Brake Squeal Noise Reduction Using Instability Analysis,” KSAE Spring Conference Proceedings, pp.2079-2082, 2006.
9) H. J. Cho, J. H. Lee, J. W. Lee, J. H. Jang and I. D. Kim, “The Effect of Pad Contact Pressure Distribution on Squeal Noise Phenomenon in an Automotive Brake Corner Module,” KSAE Annual Conference Proceedings, pp.1398-1404, 2009.
10) S. S. Kim, K. H. Park and K. S. Park, “Complex Eigenvalue Analysis for Reducing Brake Squeal,” KSAE Spring Conference Proceedings, pp.959-964, 2006.
11) K. Popp and M. Rudolph, “Vibration Control to Avoid Stick-Slip Motion,” Journal of Vibration and Control, Vol.10, No.11, pp.1585-1600, 2004.
12) Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Test Procedure, SAE J 2521, 2013.
13) Automotive Disc Brake Pad Natural Frequency and Damping Test, SAE J 2598, 2006.
14) W. T. Jeong, J. M. Park, H. S. Kim and S. W. Cho, “A Study on the Relation between Contact Pressure Distribution and Squeal Propensity,” KSAE Spring Conference Proceedings, pp.683-690, 2012.