캘리퍼 접촉강성을 고려한 브레이크 스컬 해석 Brake Squeal Analysis with Respect to Caliper Contact Stiffness

남 재 현* · 강 재 영†
Jaehyun Nam and Jaeyoung Kang

(Received May 7, 2013 ; Revised June 27, 2013 ; Accepted July 11, 2013)

Key Words : Brake Squeal(브레이크 소음), Friction Curve(마찰 곡선), Contact Stiffness(접촉 강성)

ABSTRACT

The present study provides the numerical results in association with caliper stiffness and friction curve. From the numerical results, it is concluded that the pad vibration modes with dominant displacement in rotation direction is sensitive in the flutter instability. Particularly, the pad rigid mode is shown to become the squeal mode when the caliper stiffness is introduced in brake squeal model. Therefore, the caliper contact stiffness between the pad and caliper is expected to contribute to the squeal modes of the brake pad.

1. 서 론

브레이크 제동 소음은 디스크와 패드 사이의 마찰에 의한 소음이다. 브레이크 소음 중 가청 주파수 영역에서 가장 민감한 스컬 소음에 관한 연구는 과거부터 다양한 방법으로 시행 되고 있다. Massi, Giannini와^(1,2)와 같이 브레이크 다이내모미터에서의 시험에 의한 방법과 Kang⁽³⁾에 의해 소개 되었듯 이론적 검증법, Nack⁽⁴⁾에 의한 FEM 복소수 고유치 해석 등이 대표적인 방법으로 연구되고 있다.

주된 메커니즘 중 하나인 모드 연성에 의한 브레이크 스컬에 관한 연구는 Kang^(3,5) 등에 의해 이론적인 검증법을 통해 연구되었으며, Bajer 등^(6,7)은 마찰계수의 변화에 따른 FEM 해석과 modal damping 효과로 모드연성에 의한 불안정 실수부(real part)를 안정화 시킬 수 있음을 해석적으로 연구 하였다. 또

한 Ghazaly⁽⁸⁾ 등은 단품 모델 코릴레이션 및 어셈블리 모델의 FEM 해석과 디스크가 회전 하지 않을 때, 모드 테스트를 수행하여 모드연성에 의한 불안정성을 검증하였다. 그러나 실제 브레이크 시스템에서 불안정성을 야기 시키는 모드 및 인자는 모드연성 외 다른 메커니즘에 의해서도 발생한다.

Kang⁽⁹⁾은 이론적인 영향도 분석으로 음의 기울기는 모드연성과 더불어 스컬 소음의 중요한 인자임을 제시하였다. 또한 마찰재의 접촉면적 각도에 따른 불안정성을 이론적으로 검증하였다⁽³⁾. Kung 외⁽¹⁰⁾는 음의 기울기를 고려한 FEM 해석 및 다이내모미터 시험을 통해 음의 기울기는 스컬 해석에서 중요한 인자임을 보여 주었으며, Nam 외⁽¹¹⁾는 음의 기울기를 고려한 FEM 해석에서 불안정 패드 모드를 확인하여 모드연성 외 다른 불안정 모드에서도 스컬 불안정성이 나타남을 확인 하였다. 또한 Kung 외⁽¹²⁾는 두 가지 다른 디스크 브레이크 시스템 모델

† Corresponding Author ; Member, Division of Automotive & Mechanical Engineering, Kongju National University
E-mail : jkang@kongju.ac.kr
Tel : +82-41-521-9263

* Division of Automotive & Mechanical Engineering, Kongju National University

‡ Recommended by Editor Sung Soo Na

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

을 제시하여 운동에너지 분석법으로 캘리퍼 및 다른 파트가 불안정성에 기여 할 수 있음을 해석적으로 연구 하였다.

따라서 이 논문은 브레이크 스킵의 인자들에 대한 FEM해석을 수행하여 브레이크 스킵 불안정성에 대해 확인 하고자 하였다. 단품 모델에 대한 충격 망치 실험과 단품 FEM 해석을 통해 전체 모델에 대한 해석 오차를 고려하였으며, 음의 기울기가 존재 할 때 발생하는 불안정 모드와 캘리퍼와 패드의 접촉면을 접촉 강성으로 정의하여 발생하는 불안정 모드에 대해 연구하였다.

2. 본 론

2.1 단품 모델 충격 망치시험

브레이크 시스템 해석 결과의 신뢰성을 높이기 위해 단품 모델에 대한 검증 작업을 수행하였다. 단 품 모델에 대한 검증 작업은 각 단품에 3축 가속도 계를 부착하여 충격 망치시험(hammering test)을 수행하였다. 시험은 시험대를 간이로 제작하였으며, 시험에 사용된 센서 및 계측장비의 연계 상태는 Fig.1 과 같다.

디스크는 라텍스 고무를 시험대에 설치하여 단품을 올려놓고 시험을 수행하였으며, 디스크를 8개의 파트로 분할하여 응답 점과 충격 점을 대칭 지점에서 5~10회의 평균값을 소프트웨어 상에서 계측하였다. Out-of-plane 모드를 계측하였으며, 3축 가속도 계의 z축 방향을 기준으로 하였다. 사용된 가속도계는 1.0 Hz~10.0 kHz까지 일반적으로 계측 가능한 가속도계 이다.

해석 조건은 free-free 상태의 모드 해석을 수행하

였다. 디스크는 회주철(grey cast iron)로 이루어져 있으며, 회주철의 탄성계수(E) 범위는 62.1~162 GPa 이고, 밀도(ρ)는 6800~7840 kg/m³이다. 따라서 실제 질량을 측정 하여 해석상의 밀도를 보정하고, 밀도를 기준으로 탄성계수를 보정하였다.

충격 망치시험과의 상호관계 분석은 모드 해석 후 주파수 응답해석을 통해 시험 결과와 비교하였다. 충격 망치시험의 결과는 Fig. 2와 같고 주파수 응답해석의 결과는 Fig. 3과 같다. 시험 값과 해석 값을 비교한 결과 Table 1의 모드 형상에서 볼 수 있듯이 피크는 out-of-plane 모드 중 쌍 모드(doublet mode)임을 예측 할 수 있으며, 적은 오차 범위 내에서 해석이 수행 가능함을 확인하였다. 충격망치 시험 및 FEM 해석 결과는 Table 1과 같으며, 8000 Hz 까지 6.0 % 이내의 오차가 발생하였다.

패드는 마찰재와 백플레이트로 구성 되어있다. 패드는 간이로 제작한 시험대에 얇은 와이어를 매달아 충격망치 시험을 수행하였다. 이 논문에서 백플레이트는 댐핑심을 제거한 스틸(steel)로 가정하여 해석

Fig. 2 Modal test result of disc

Fig. 1 Experimental set-up for modal analysis

Fig. 3 Frequency response of disc

하였으며, 마찰재의 경우 등방성 재료로 가정하였다. 실제 질량을 측정 하여 해석상의 밀도를 보정하고, 밀도를 기준으로 탄성계수를 보정하였다. 1차 모드는 1차 굽힘 모드 2차 모드는 2차 굽힘 모드 3차 모드는 1차 비틀림 모드가 나타났으며, 시험 값과 비교 결과 Table 2와 같이 5 % 이내의 오차가 발생하였다.

따라서 각 각의 단품에 대한 충격 시험의 결과를 기준으로 각 단품에 대한 물성을 정의 하였다. 정의된 물성은 Table 3과 같으며 복소수 고유치 해석에서 물성을 적용하였다.

Table 1 Correlation of disc

Mode shape	FEM[Hz]	Hammering test[Hz]	Error[%]
1072	1072	0
2445	2464	0.78
3880	4000	3
5358	5600	4.3
6869	7248	5.2
8412	8912	5.6

Table 2 Modal test of pad

Mode shape	FEM[Hz]	Hammering test[Hz]	Error[%]
2597.2	2640	1.62
3949.1	3792	4.14
5479.6	5472	0.13

Table 3 Material table

	Material	Elastic modulus [E][GPa]	Density [ρ][kg/m ³]	Poisson's ratio[v]
Disc	Grey cast iron	102.68	6810	0.28
Back plate	Steel	200	7850	0.3
Friction	Semi metal	9.5	2065	0.25

2.2 FEM 해석 모델

브레이크 스켈 해석은 ANSYS의 QR damped method를 이용하여 복소수 고유치 해석을 수행하였다. 참고문헌⁽¹¹⁾과 같이 우선 원통좌표축 기준으로 각각 (r, θ, z) 방향의 변위벡터는 다음과 같이 표현이 가능하다.

$$\mathbf{u} = [\phi_r] \mathbf{q} \quad (1)$$

$$\mathbf{v} = [\phi_\theta] \mathbf{q} \quad (2)$$

$$\mathbf{w} = [\phi_z] \mathbf{q} \quad (3)$$

여기서 $[\phi_r]$, $[\phi_\theta]$, $[\phi_z]$ 는 각각 (r, θ, z) 방향의 정규화된 모드형상 행렬로써(모드의 수 x접촉 노드의 수) 사이즈를 갖는다. $\mathbf{q}$ 는 진동 좌표 벡터이다. 모드 연성에 의한 마찰 접촉 브레이크 모델 비대칭 행렬 상태의 진동 방정식을 얻을 수 있다.

$$\ddot{\mathbf{q}} + \left([\omega^2] + [K_{sym}] + [K_{asym}] \right) \mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (4)$$

여기서 $[\omega^2]$ 는 단품 고유주파수 행렬, $[K_{asym}]$ 는 접촉에 의한 비대칭 강성행렬이고, $[K_{sym}]$ 은 캘리퍼와 마찰재에 의한 접촉 강성이다. 단, 위 식은 마찰계수가 상수이며, 저속이라는 가정하에 자이로스 코픽(gyroscopic) 효과가 무시될 때 유효하다⁽⁵⁾. 만일 마찰계수를 미끄럼 속도에 따라 변하는 함수라고 하면 다음과 같이 평형상태에 대해 선형화 할 수 있다. 이때 마찰곡선 기울기가 선형요소로 존재한다.

$$\mu = \mu_{eq} + \left(\frac{\partial \mu}{\partial v} \right)_{eq} \dot{v} + O(2) \quad (5)$$

여기서 첨자 eq 는 평형점을 의미하고 $O(2)$ 는 고차항으로 무시한다. 따라서, 마찰계수 기울기 항은 패드에 작용하는 정압(p_o)과 결합하여 다음과 같이 속도 항 $\dot{\mathbf{q}}$ 에 대응하는 선형 행렬을 만들어 낸다.

$$[S] = p_o \left(\frac{\partial \mu}{\partial v} \right)_{eq} [\phi_\theta][\phi_\theta]^T \quad (6)$$

(a) FEM model (b) Caliper contact stiffness

Fig. 4 Brake squeal model

즉, 마찰계수의 속도에 대한 기울기 함수는 시스템 감쇠 특성에 중요한 역할을 한다. 따라서, 운동방정식 (4)에 식 (6)을 추가하면 다음과 같다.

$$\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{S}]\dot{\mathbf{q}} + \left([\omega^2] + [\mathbf{K}_{sym}] + [\mathbf{K}_{asym}] \right) \mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (7)$$

상기 운동방정식에 대한 고유치 해석을 수행하면 마찰곡선 및 캘리퍼와의 접촉 강성에 대한 스켈 영향도를 해석할 수 있다. 즉, 실수부(real part)가 양수인 스켈 모드를 찾아서 마찰곡선 및 캘리퍼와의 접촉강성의 연관성을 통해 설계변수를 고려해 보고자 한다.

모델링은 CATIA를 이용하여 역설계 하였고, 유한요소 모델은 Fig. 4(a)와 같이 tetra 요소를 사용하여, 72436개의 요소와 129958의 노드로 해석을 수행하였다. 마찰재와 백플레이트 및 디스크는 접촉조건과 경계조건을 생성하여 연결하였으며, 캘리퍼와의 접촉은 Fig. 4(b)와 같이 경계조건을 고려하였다.

디스크는 pseudo-rotation⁽¹³⁾ 상태이며, 패드는 백플레이트의 댐핑심이 없다고 가정하였다. 또한 압력은 백플레이트의 실린더가 압력을 가하고 있는 것을 모사하여 적용하였다.

2.3 $K_{BC}=\infty$ (BC=clamped)일 때, 복소수 고유치 해석

마찰계수는 음의 기울기를 가지고 있으며, K_{BC} 는 패드와 캘리퍼 간 접촉강성이라 정의한다. 접촉강성이 무한대로 패드의 캘리퍼 접촉부 변위가

Fig. 5 Friction-velocity curve

(a) Squeal mode 'B'

(b) Squeal mode 'C'

Fig. 6 Complex eigenvalue analysis ($K_{BC}=\infty$)

0인 고정 상태 일 때, FEM 해석에서의 결과를 확인해 보았다.

음의 기울기는 마찰계수에 대한 회전 속도의 함수이다. 그러나 이 논문에서는 회전 속도의 영향을 제외한 음의 기울기만의 변화에 의한 불안정성을 확인하기 위해 Fig. 5와 같이 회전 속도 10 rad/s의 대응하는 마찰계수는 0.3으로 일정하지만 기울기는 0.1, 0.15, 0.2로 변화하여 해석을 수행하였다. 2 bar의 압력을 패드 양쪽 실린더를 모사한 면에 가하

(a) System mode shape (b) Pad torsion mode shape

Fig. 7 Unstable mode

였으며, 60개의 모드를 추출 하였다. 결과는 Fig. 6과 같다.

해석의 결과 마찰계수가 음의 기울기를 가질 때, Fig. 6(a)의 ‘B’의 모드는 Fig. 7과 같이 디스크는 고차 쌍 모드이며 패드의 비틀림 모드의 모드 연성이 발생하는 모드임을 평형상태의 모드형상으로 유추해 볼 수 있다. 위 모드는 일반적인 복소수 해석에서의 대칭 실수부 값으로 존재하는 디스크 쌍 모드와 패드 모드간의 모드연성에 의한 스켈 불안정성을 보여 준다.

그러나 음의 기울기의 감쇠 향에 존재하므로 (b)의 ‘C’와 같이 양의 실수부만 존재하는 특정한 불안정 모드도 발생한다⁽¹⁴⁾. 마찰계수가 음의 기울기를 가질 때 발생하는 불안정 모드들은 Fig. 6에서 확인할 수 있듯이 기울기의 변화에 따라 실수부의 크기가 변화함을 확인할 수 있다. 또한 식 (6)에서 예측할 수 있듯이 압력의 크기에 따라 양의 실수부의 크기가 변화 할 수 있다. 따라서 양의 실수부만 존재하는 특정 모드인 Fig. 6(b)의 ‘C’ 모드에 대해 압력에 대한 설계변수 해석을 수행하였다.

43번째 모드인 특정 모드는 압력 변화에 따른 불안정성 실수부를 확인 한 결과는 Fig. 8과 같다. 해석 조건은 마찰 곡선의 기울기는 0.2로 일정하며, 패드에 가해지는 압력만 2, 4, 6, 8, 10 bar로 증가시켜 해석하였다. 해석의 결과 음의 기울기에서 존재하는 특정한 불안정 모드는 압력이 증가함에 따라 불안정모드의 실수부 크기도 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8 Real part variation with respect to pressure(‘C’ mode)

(a) System mode shape (b) Pad torsion mode shape

Fig. 9 Unstable pad mode

특정한 불안정 모드인 ‘C’모드의 평형 상태의 모드형상을 확인해 본 결과 Fig. 9(a)와 같이 디스크는 변형이 없는 강체운동 상태 이며, (b)와 같이 패드의 비틀림 모드임을 확인할 수 있다.

패드의 비틀림 모드는 벡터로 확인해 본 결과 회전 방향에 매우 민감하게 작용함을 확인 하였다. 이는 음의 기울기가 회전에 매우 민감하므로 회전 방향의 변위가 큰 모드들은 음의 기울기에 의한 불안정성에 취약하기 때문이다.

2.4 K_{BC} =상수(BC =flexible)일 때, FEM 복소수 해석

모드연성이나 음의 기울기 메커니즘을 모델링 할 경우 불안정한 모드의 발생 인자가 디스크 또는 패드의 특정 모드들에 관점을 두고 있다. 따라서 캘리퍼와 패드간의 접촉 강성을 고려하지 않고 해석하는

(a) Contact stiffness=1e+10 N/m³

(b) Contact stiffness=1e+11 N/m³

(c) Contact stiffness=1e+12 N/m³

Fig. 10 Complex eigenvalue analysis(K_{BC} =constant)

경우가 발생한다. 그러나 실제 패드와 캘리퍼와의 접촉면에서 변위가 발생할 수 있다. 이때 주요 방향으로 고주파수의 패드 진동 모드가 발생할 수 있으며, 이러한 모드들이 브레이크 스켈 모드가 될 수 있다. 따라서 이 논문에서는 캘리퍼와의 패드 사이에 접촉강성을 부여하여 발생하는 불안정 인자에 대해 초점을 두어 연구하고자 하였다.

(a) Translation rigid mode 'P'

(b) Rotation rigid mode 'Q'

Fig. 11 Unstable mode

해석 조건은 음의 기울기가 0.2로 존재하며, 패드에 10 bar의 압력이 작용하고 있다. 마찰은 pseudo-rotation 상태로 유도 하였으며, 패드는 캘리퍼와 접촉되는 면에 접촉 강성을 부여하여 변위가 일어날 수 있게 하였다. Fig. 4(b)의 접촉 강성에 임의의 강성 1e+10, 1e+11, 1e+12 N/m³로 가정하였다.

접촉 강성을 고려한 FEM 복소수 해석의 결과 Fig. 10과 같이 새로운 불안정 모드 'P', 'Q'가 발생하였다. 두 모드는 Fig. 10(a)에서 상대적으로 접촉 강성이 낮을 경우 낮은 주파수 대역에서 불안정 모드가 생성 되지만 접촉강성이 증가함에 따라 상대적으로 높은 주파수 대역에서 불안정 모드가 생성 되었다. 해석의 결과 마찰계수가 음의 기울기를 가지며 접촉강성이 존재할 때, 발생하는 불안정 모드는 접촉 강성에 따라 생성되는 주파수 대역이 변화 할 수 있음을 확인 하였다. 'P'와 'Q'모드의 불안정 모

드의 형상을 확인 해본 결과 Fig. 11과 같다.

접촉강성이 고려 될 때 발생하는 특정한 불안정 모드 형상은 ‘P’ 모드형상의 경우 Fig. 11(a)와 같이 디스크는 강체 모드이며 패드 또한 강체 모드 중 Y 방향의 자유진동에 의한 병진 강체 모드(translation rigid mode)임을 확인 할 수 있다. ‘Q’ 모드형상은 Fig. 11의 (b)와 같이 디스크는 강체 모드이며, 패드 또한 강체 모드 중 Z방향의 자유진동에 의한 회전 강체 모드(rotation rigid mode)임을 확인할 수 있다.

3. 결 론

이 논문은 브레이크 스켈 FEM 해석을 통한 불안정 모드에 대해 연구해 보았다. 대표적인 메커니즘인 모드연성외 음의 기울기와 캘리퍼와 패드 사이의 접촉강성을 고려하여 발생하는 특정 모드에 대해 분석하였다. 결론은 다음과 같다.

(1) 음의 기울기가 존재 할 경우, 모드 연성 없이 특정 모드에서 불안정성이 발생한다. 특정 모드는 패드의 비틀림 모드에 의해 회전 방향에 민감한 불안정 모드임을 예측할 수 있다.

(2) 음의 기울기가 존재 할 경우, 기울기의 변화와 압력의 크기에 따라 불안정 실수부의 크기가 비례하여 변화함을 확인하였다.

(3) 캘리퍼와의 접촉 강성이 고려되면, 패드의 자유 진동에 의한 강체 모드가 발생한다. 강체 모드 중 회전 방향에 민감한 Y 방향의 병진 강체 모드(translation rigid mode)와 Z축 방향의 회전 강체 모드(rotation rigid mode)에서 불안정성이 발생하며, 각 각의 불안정 모드는 접촉강성에 따라 주파수 대역이 크게 변화함을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2010-0021406).

References

(1) Massi, F., Giannini, O. and Baillet, L., 2006,

Brake Squeal as Dynamic Instability: An Experimental Investigation, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 120, No. 3, pp. 1388~1398.

(2) Giannini, O. and Massi, F., 2008, Characterization of the High-frequency Squeal on a Laboratory Brake Setup, Journal of Sound and Vibration, Vol. 310, No. 1-2, pp. 394~408.

(3) Kang, J., Krousgrill, C. M. and Sadeghi, F., 2008, Dynamic Instability of a Thin Circular Plate with Friction Interface and its Application to Disc Brake Squeal, Journal of Sound and Vibration. Vol. 316, No. 1-5, pp. 164~179.

(4) Nack, W., 2000, Brake Squeal Analysis by Finite Elements, International Journal of Vehicle Design, Vol. 23, No. 3, pp. 263~275.

(5) Kang, J., 2009, Squeal Analysis of Gyroscopic Disc Brake System based on Finite Element Method, International Journal of Mechanical Science, Vol. 51, No. 4, pp. 284~294.

(6) Bajer, A., Belskyl, V. and Zeng, L., 2003, Combining a Nonlinear Static Analysis and Complex Eigenvalue Extraction in Brake Squeal Simulation, 2003-01-3349, SAE, Warrendale, PA.

(7) Bajer, A., Belskyl, V. and Kung, S., 2004, The Influence of Friction-induced Damping and Nonlinear Effects on Brake Squeal Analysis, 2004-01-2794, SAE, Warrendale, PA.

(8) Ghazaly, N., Mohammed, S. and Abd-El-Tawwab, A., 2012, Understanding Mode-coupling Mechanism of Brake Squeal Using Finite Element Analysis, International Journal of Engineering Research and Application, Vol. 2, No. 1, pp. 241~250.

(9) Kang, J., 2012, Effect of Friction Curve on Brake Squeal Propensity, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 2, pp. 163~169.

(10) Kung, S., Stelzer, G., Belskyl, V. and Bajer, A., 2003, Brake Squeal Analysis Incorporating Contact Conditions and Other Nonlinear Effects, 2003-01-3343, SAE, Warrendale, PA.

(11) Nam, J. and Kang, J., 2012, Unstable Brake Pad Mode due to Friction-velocity Slope, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 12, pp. 1206~1212.

(12) Kung, S., Dunlap, K. and Ballinger, R., 2000, Complex Eigenvalue Analysis for Reducing Low Frequency Brake Squeal, 2000-01-0444, SAE, Warrendale, PA.

(13) Kang, J., 2012, Finite Element Modeling for the Investigation of In-plane Modes and Damping Shims in Disc Squeal, Journal of Sound and Vibration, Vol. 331, No. 9, pp. 2190~2202.

(14) Kang, J., Krousgrill, C. and Sadeghi, F., 2009, Comprehensive Stability Analysis of Disc Brake Vibrations Including Gyroscopic, Negative Friction Slope and Mode-coupling Mechanisms, Journal of Sound and Vibration, Vol. 324, No. 1-2, pp. 387~407.

is the simulation and experiment of disc brake squeal.

Jaeyoung Kang is an associate professor in the Department of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju National University. He received his PhD degree in Mechanical Engineering from Purdue University in 2008. His research interests include friction noise, structural vibration and nonlinear dynamics.

Jaehyun Nam received the BS degree in the Department of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju National University in 2012. He is currently a graduate student of Kongju National University and one of the members in Dynamic Stability Lab. His research interest