

유한 요소법을 이용한 디스크 브레이크 스켈 소음 해석

최형길*, 정지덕**, 강호원**, 이장무**, 정인승***, 박춘기***

A Study of the Squeal Noise of a Disc Brake System Using FEM

Hyoung Gil Choi*, Ji Deok Jeong**, Howon Kang**, Jang Moo Lee**,
Inseung Chung*** and Choonki Park***

Key Words : brake(브레이크), squeal noise(스켈소음), FEM(유한요소해석법), complex eigenvalue analysis(복소고유치해석)

Abstract

Predicting brake squeal noise in design stage can be beneficial to reducing the expense of development. In this paper, the possibility of pre-estimating squeal phenomena of a disc brake system was investigated. To pre-estimate squeal phenomena, complex eigenvalue analysis was performed for brake system. The evaluation of noise dynamometer test verified the prediction and it corresponded with the result of complex eigenvalue analysis.

기호설명

- m : 2자유도 시스템의 질량
- k_1, k_2 : 2자유도 시스템의 내부 강성
- m_b : 베드의 질량
- l_1, l_2 : 강성 프레임의 길이
- k_3 : 마찰강성
- θ : 프레임 회전각

1. 서론

자동차의 성능이 향상됨에 따라 자동차의 소음 문제는 새로운 품질평가의 주요 요소로 고려되고 있다. 그 중 제동계와 관련된 진동, 소음의 문제로는 스켈(squeal), 저더(judder), 그로운(groan) 등이 있으며, 이 들 제동계에서 발생하는 소음 중 스켈은 제동 말기 저속에서 브레이크 회전체와 마찰재 사이의 마찰력 변동에 의해 시스템이 가진되어 1~

수십 kHz의 높은 주파수의 소음이 발생하는 것으로 운전자의 귀를 상당히 거슬리게 한다.

스켈 발생의 메커니즘으로 주로 설명되는 것은 스틱 슬립(stick-slip)현상[1]과 모달 커플링(modal coupling) 이론[5]이다. 스틱 슬립 현상으로 스켈 발생을 설명하는 이론에서는 마찰계수가 미끄럼 속도에 따라 변하면서 스틱 슬립이 발생하면 이것이 접촉면 평행 방향의 음의 감쇠로 작용하여 자려진동이 발생된다고 해석한다. 이에 반해 모달 커플링 이론은 기학학적으로 상응하는 두 모드의 고유진동수가 마찰계수의 증가로 인해 근접하게 되어, 결국은 동일 주파수에서 커플되어 불안정성이 발생한다고 설명한다. 현재 연구동향은 실험이나 유한요소해석을 통해 보다 쉽게 해석이 가능한 모달 커플링 이론을 통한 해석이 많이 이루어지고 있다.

최근에는 제품이 만들어진 후 실험을 통해 스켈을 줄이는 연구 단계를 지나, 설계 단계에서 스켈을 예측할 수 있는 유한요소해석을 통한 스켈 예측에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다. 유한요소해석을 이용해 스켈을 예측하는 방법에는 크게 3가지가 있다. 첫째, 고유모드해석(normal mode analysis)[3]은 각 단품에 대하여 스켈이 발생할 가능성이 있는 고유 모드를 찾아내는 방법이다. 각

* 서울대학교 터보동력기계연구센터

** 서울대학교 기계항공공학부

*** ㈜만도

단품에 대해 개별적으로 고유모드해석을 수행하여, 근접한 고유진동수 및 고유모드를 가지고 스켈을 예측하게 된다. 이 방법은 계산 시간이 빠르고, 쉽게 유한요소모델을 구성할 수 있다는 장점이 있는 반면, 스켈의 정량적 측정이 불가능하다는 단점이 있다. 둘째, 비선형 과도 진동 해석(nonlinear transient analysis)[2,3]은 유한요소해석을 통해 시간 영역에서 진동의 발산 정도로 시스템의 불안정성을 해석하는 방법이다. 정량적 측정이 가능하지만 계산 시간과 비용이 많이 소요된다. 셋째, 복소고유치해석(CEA:complex eigenvalue analysis) [4]은 디스크 브레이크의 결합모델에 대해 유한요소해석을 수행하여 계산된 복소고유치의 양의 실수부의 향으로 시스템의 불안정성을 판별하는 방법이다. 스켈의 정량적 측정이 가능하고 비선형 과도 진동 해석에 비해서는 효과적이지만 접촉면의 모델링이 어렵고 시간이 많이 소요된다는 단점이 있다.

본 연구에서는 복소고유치해석법을 이용하여 설계단계에서 디스크 브레이크의 유한요소모델만으로 스켈 발생 가능성을 예측하는 알고리즘을 확립하고자 하였다.

2. 단순 모델을 이용한 해석 알고리즘

CEA를 이용한 스켈예측방법의 가능성을 검토하기 위해서 Fig. 1과 같은 단순 2자유도 시스템에 대하여 복소고유치해석을 수행하고, 해석 결과와 이론 모델의 계산 결과를 비교하였다.

Fig. 1은 디스크 브레이크와 같이 마찰력에 의해 시스템이 커플되는 단순 2자유도계 모델이다. 이

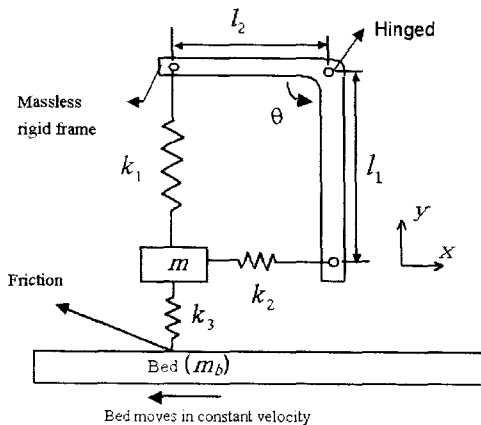


Fig. 1 2 D.O.F. model for the simulation of self-excited vibration

시스템에 대한 운동방정식은 식(1)과 같다.

$$\begin{aligned} mx'' + k_2x - k_2l_1\theta &= -\mu k_3y \\ my'' + (k_1 + k_3)y + k_1l_2\theta &= 0 \\ k_2(x - l_1\theta)l_1 - k_1(y + l_2\theta)l_2 &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

위의 식을 행렬의 형태로 나타내어 운동 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} a & c - \mu k_3 \\ c & b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = 0 \quad (2)$$

$$a = \frac{k_1k_2l_2^2}{P}, b = \frac{k_1k_2l_1^2}{P} + k_3, c = \frac{k_1k_2l_1l_2}{P}$$

$$P = k_2l_1^2 + k_1l_2^2$$

Table 1과 같이 상수 값을 사용하여 마찰력으로 커플된 단순 2자유도 시스템의 이론해를 계산하였다. 마찰계수를 0에서 1까지 변경시키며 복소고유치를 계산하였다. Fig.2는 이론해와 ANSYS를 이용한 유한요소해석 결과를 비교한 그림이다. 이론해와 유한요소 해석해가 정확하게 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

Table 1 Parameters of the 2 D.O.F model

m	l_1	l_2	k_1	k_2	k_3
1kg	2m	3m	50kN/m	39kN/m	37kN/m

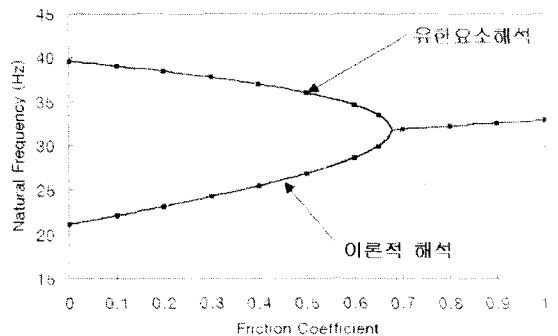


Fig. 2 Comparison of theoretical analysis and FEA of the 2 D.O.F. model

이론해의 고유치 실수부만을 마찰계수에 따라 도시하면 Fig. 3과 같다. 마찰계수가 작은 영역에서는 고유치 실수부가 0이었으나 마찰계수가 점점 커지면서 $\mu = 0.7$ 부근부터 실수부가 발생하고

점점 그 절대값이 커지는 것을 알 수 있다. 마찰 계수가 커짐에 따라 시스템이 불안정해지고 따라서 자려진동이 발생하는 것을 예측할 수 있다. 단순 2자유도 모델을 해석하는 알고리즘을 기본 토대로 브레이크 시스템과 같이 복잡한 모델에 대해서도 유한요소 해석을 통하여 스퀴의 발생을 예측하는 방법을 개발하였다.

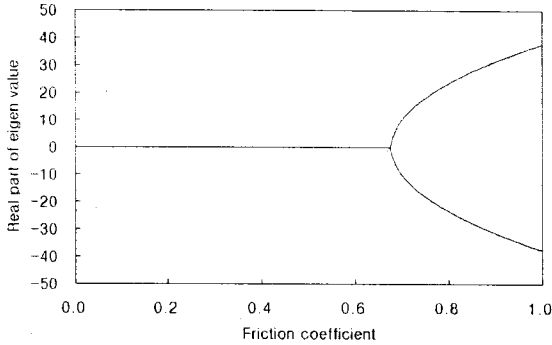


Fig. 3 Real part of eigenvalue of the 2 D.O.F. model by the theoretical analysis.

3. 해석 모델의 구성

3.1 단품의 유한요소모델과 튜닝(Tuning)

Fig. 4와 같이 각 단품 별로 유한요소 모델을 구성하고 해석하였다. 구성된 단품은 디스크, 패드결합체(백 플레이트+라이닝), 캐리어, 하우징, 피스톤, 가이드 로드 등이다.

각 단품의 물성치는 기본적으로 원재질의 물성

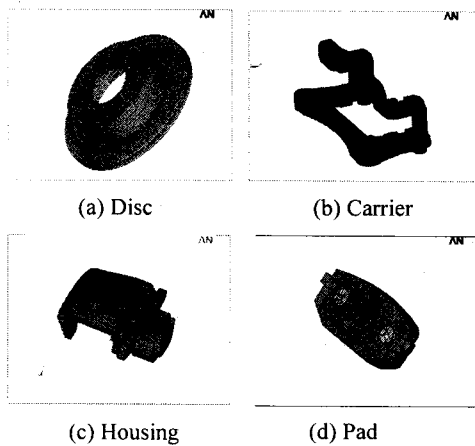


Fig. 4 FE model of brake components

치로 가정하였다. 각 단품별 모달 테스트 결과와 비교하여 단품 유한요소모델을 튜닝하였다. 유한요소해석시에는 모달 테스트 결과 보다 많은 모드가 계산되나 각 모드형상에 대응되는 해석과 실험 결과는 만족할 만한 범위 내에서 일치하였다.

Table 2 Natural frequencies of brake components.

Mode		Modal Test (Hz)	FEM (Hz)
Disc	3kHz	3236	3530.9, 3533.4
	7kHz	6913, 6966	7299.7, 7303.3
Housing	3kHz	3459	3328.0
	7kHz	6819	6832.0
Carrier	3kHz	2844	2868.7
	7kHz	6728	6691.1
Pad	3kHz	2750	3913.2
	7kHz	8035	8995.8

Table 2는 모달 테스트와 유한요소해석에 의한 각 단품의 주요 모드의 결과이다. 3kHz대 디스크 모드 형상은 원주 방향을 따라서 사인파가 4개 분포하는 형상이다. 7kHz대의 디스크 모드 형상은 원주 방향을 따라 종파가 분포하여 원주를 따라 절과 배가 1개씩만 생기는 모드이다.

3.2 전체 모델의 구성

Fig. 5의 전체 결합체 모델은 디스크, 패드결합체(백 플레이트+라이닝), 캐리어, 하우징, 피스톤, 가이드 로드 등으로 구성되어 있다. 유한요소 모델링은 I-DEAS를, 해석에는 MSC/ NASTRAN을 이용하였다. 전체 노드의 개수는 30794개, 요소의 개수는 18446개이다. 디스크 표면과 패드의 접촉면과 같이 해석상 작용력이 중요하게 작용하는 부분은 스프링 요소를 사용하여 연결하였다. 그리고

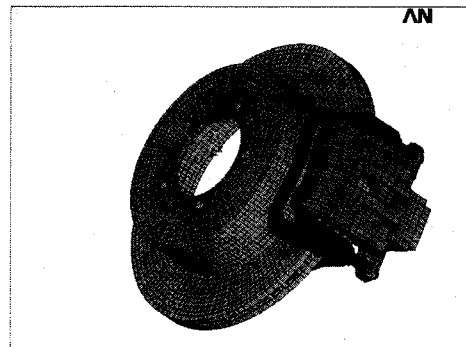


Fig. 5 Assembly model

접촉해서 미끄러지는 부분과 볼트 결합된 부분 간은 자유도만을 구속하였다. 스프링 요소를 사용하여 부품 간을 연결할 때는 실험으로 구한 접촉 강성 값을 이용하였다.

4. FEM Stability Analysis

4.1 기본 모델의 해석

MSC/NASTRAN을 이용하여 디스크 브레이크의 기본 모델의 복소고유치해석을 수행했다. Fig.6은 해석한 결과 발생한 복소고유치의 실수부와 주파수를 나타낸 것이다. 3.32kHz, 4.07kHz, 6.59kHz, 7.03kHz 등 전체 4쌍의 고유치 실수부가 발생했는데, 이는 각각의 주파수에서 응답의 발산이 일어나 불안정하게 되어 스켈이 발생할 가능성이 있음을 나타낸다. 이 중에서 3kHz대와 7kHz대에서 고유치 실수부의 절대값이 크고 스켈 발생 가능성이 높음을 알 수 있다.

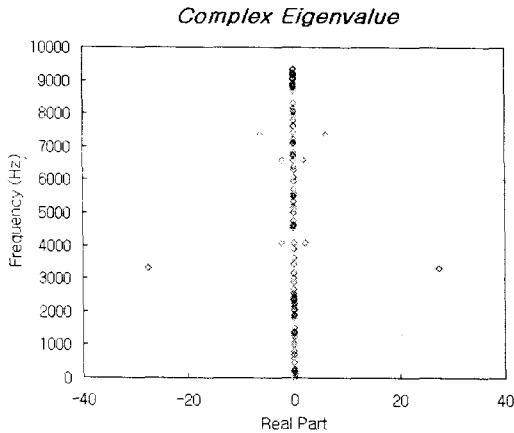


Fig. 6 Complex eigenvalues of the assembly model

3kHz와 7kHz 대역의 불안정 모드의 모드 형상은 각각 Fig. 7, Fig. 8과 같다. 해석결과를 검토한 결과 3kHz의 불안정성은 주로 디스크와 캐리어의 커플에 의해 발생하며, 7kHz에서 불안정성은 디스크와 하우징의 커플에 의해 발생함을 알 수 있었다.

4.2 마찰계수변화에 따른 불안정성 해석

기존의 연구 및 실험의 결과를 보면 마찰계수가 클수록 스켈의 발생가능성이 커지는 경향을 나타내고 있다. 이를 검증하기 위해 마찰계수를 변

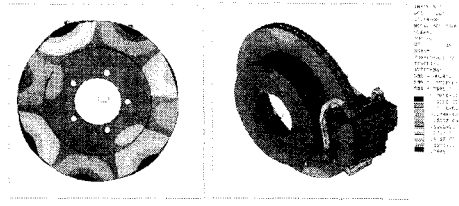


Fig. 7 Mode shape of 3kHz unstable mode

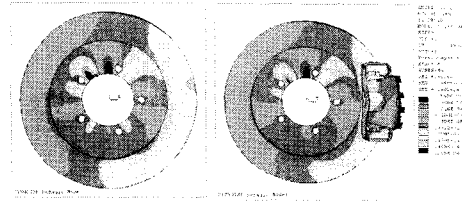


Fig. 8 Mode shape of 7kHz unstable mode

화시키면서 복소고유치해석을 수행하였다. Fig.9는 디스크와 패드사이의 마찰계수를 0.1에서 0.7까지 변경하며 해석했을 때의 복소고유치의 실수부 변화를 나타낸 그림이다. 해석결과 기존의 연구 결과와 같이 마찰계수가 증가함에 따라 스켈발생 가능성이 점차 증가함을 확인할 수 있었다. 그림에서 3kHz, 7kHz의 불안정모드의 고유치 실수부가 마찰계수의 증가에 따라 점점 커지고 있다. 또한 3kHz 대역의 불안정 모드의 경우 마찰계수 0.1부근에서부터 스켈이 발생하며, 7kHz 대역의 불안정 모드의 경우 마찰계수 0.3 부근에서부터 스켈이 발생하였다. 일반적으로 스켈발생 마찰계수가 작을수록 스켈발생의 가능성이 크다는 기존의 연구 결과와도 일치하였다.

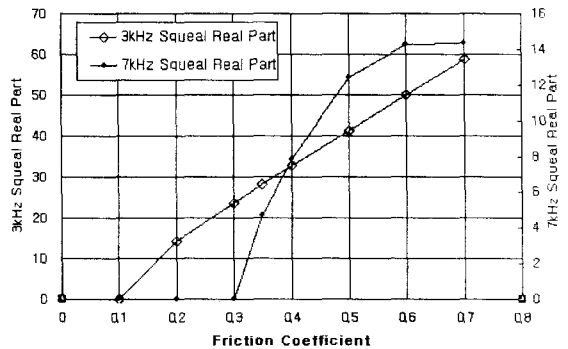


Fig. 9 Eigenvalue real part of the squeal modes of the assembly model

5. 실험을 통한 해석 결과 검증

복소고유치 해석을 통해 예측한 스켈 발생가능성을 노이즈 다이내모 실험을 통해 검증하였다. 해석에 사용한 모델과 같은 디스크 브레이크 시스템을 노이즈 다이내모에 장착하여 제동시 발생하는 스켈의 주파수와 음압을 측정하였다. Fig. 10은 주파수 별로 스켈의 발생 빈도와 그 크기를 나타낸 그래프이다. 실험결과 3kHz, 7kHz에서 스켈이 집중적으로 발생하였으며, 이는 복소고유치해석을 통해 예측한 결과와 일치하였다. 그러나 실험결과에서는 7kHz대역의 스켈 발생 가능성이 3kHz 보다 더 큰 것으로 나타났다.

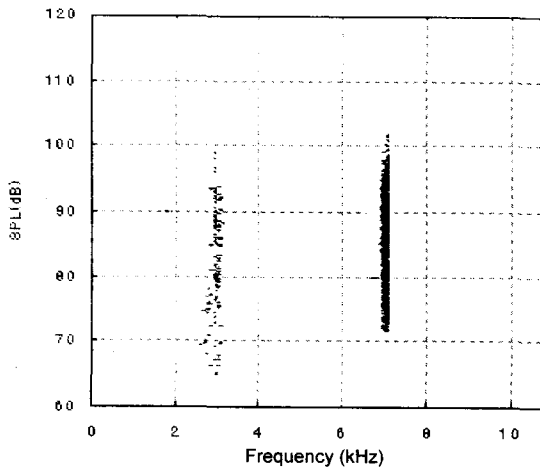


Fig. 10 Peak sound pressure level of squeal

6. 결론

복소고유치해석(CEA)은 유한요소해석을 통해 계산된 복소 고유치의 실수부 크기에 따라서 시스템의 불안정성을 판별하는 해석법이다. 스켈을 정량적으로 예측할 수 있고 계산 시간도 그리 길지 않아 스켈의 예측에 널리 이용되고 있다. 본 연구에서는 복소고유치해석을 통해 디스크 브레이크 시스템의 주요 스켈 발생주파수를 비교적 정확히 예측하였고, 마찰계수의 증가에 따른 스켈 발생 경향 또한 정확히 예측함으로써 설계단계에서 스켈을 예측하고 저감할 수 있는 기법을 제시할 수 있었다. 하지만 보다 정확한 예측을 위해서는 유한요소모델의 경계조건과 결합조건에 대한 심도

있는 연구가 필요하며, 본 연구에서 고려하지 못한 제동력등의 조건을 파악하여 유한요소모델을 발전시키는 것이 필요하다.

참고문헌

- (1) D. Sinclair, 1955, "Frictional Vibration", Journal of Applied Mechanics, Vol. 22, pp. 207~214.
- (2) Yu-Kan Hu, Sanjay Mahajan and Kelvin Zhang, 1999, "Brake Squeal DOE Using Non-linear Transient Analysis", SAE Paper 1999-01-1737.
- (3) Yu-Kan Hu, Sanjay Mahajan and Kelvin Zhang, 1999, "Vehicle Disc Brake Squeal Simulations and Experiments", SAE Paper 1999-01-1738.
- (4) Wayne V. Nack, 1999, "Brake Squeal Analysis by Finite Elements", SAE Paper 1999-01-1736.
- (5) Guan Dihua and Jiang Dongying, 1998, "A Study on Disc Brake Squeal Using Finite Element Methods", SAE Paper #980597.