

휠제동장치의 스켈소음 제어를 위한 해석결과 분석

Analysis of FE/test results for controlling the squeal noise of wheel brake system

차정권* 박영일** 이동균*** 조동현***
Cha, Jung-kwon Park, Yeong-il Lee, Dong-Kyun Cho, Dong-Hun

ABSTRACT

Passengers in a vehicle feel uncomfortable due to squeal noise. Squeal noise, a kind of self-excited vibration, is generated by the friction force between the disc and the pad of the automobile. In this paper, modal analysis of wheel brake system was performed in order to prediction of squeal phenomenon. It was shown that the prediction of system instability is possible by FEM. Finite element model of that brake system was made. Some parts of a real brake was selected and modeled. The normal mode analysis method performs analyses of each brake system component. Experiment of modal analysis was performed for each brake components and experimental results were compared with analytical result from FEM. The complex eigenvalue analysis results compared with braking test. The analysis results show good correlation with braking test for the squeal frequency at an unstable mode.

1. 서 론

철도차량의 성능이 향상됨에 따라 승객들은 쾌적성, 정숙성에 관심을 가지게 되었다. 특히 제동 시 제동장치에서 발생하는 진동과 소음은 탑승자와 보행자에게 불쾌감과 함께 정숙성을 저하시켰으며 경우에 따라서는 심리적인 불안감마저 증가시키는 요인이 된다. 이러한 제동 장치의 진동과 소음의 큰 원인 중 하나는 제동 시 디스크와 패드사이의 접촉으로 수직항력 및 마찰력이 작용하게 되며 이때 시스템의 동적 불안정성이 원인이 되어 차량의 자려 진동이 발생하게 된다. 차량 제동시 브레이크에 의해 발생하는 진동과 소음으로는 주파수 대역에 따라 스켈(squeal), 저더(judder), 그론(groan) 등이 구분되며 이 중 스켈 소음은 제동 말기의 저속 영역에서 회전체와 마찰재의 마찰에 의해 발생하는 소음으로서 주로 1kHz에서 10kHz의 높은 주파수 영역에서 발생한다.

스켈 소음의 원인은 디스크, 패드 등 브레이크 부품의 고유진동수가 서로 근접해 있으면 스켈이 발생 경향이 나타나는 것은 이론적 또는 실험적으로 증명되어 있는 사실이다. 또한 마찰재와 디스크 사이의 수직력 변동에 의해 발생하므로 이에 의한 불안정성 해석에 의한 원인 규명 연구도 많이 진행되고 있다. 즉, 마찰재의 수직변형에 의한 수직력이 변동함에 따라 마찰력이 변동하며 이 마찰력이 제동계를 가 진하여 동적 불안정성을 유발하게 된다.

스켈 소음을 해석하기 위한 유한요소모델의 생성과 복소 고유치를 이용한 해석, 실험을 통한 스켈 소음 발생 재현 등을 수행하여 브레이크 시스템의 동적 불안정성에 대한 다양한 접근 방법이 필요하다.

본 연구에서는 현재 시험 운행중인 틸팅 열차의 휠 브레이크를 대상으로 유한요소해석을 이용하여 각 구성품의 모드별 고유진동수 결과를 추출하고, 실험 모드해석을 통해 얻어진 이론적 모달 해석 결과의 신뢰성을 확보하였다. 신뢰성이 확보된 유한요소 모델링의 단품을 Ass'y하여 스켈소음 주파수 영

† 책임저자 : 차정권, 정회원, 서울산업대학교, 기계설계학과, 석사
E-mail : carzzang80@hotmail.com
TEL : (02)948-1651 FAX : (02)948-1651

** 박영일 정회원, 서울산업대학교, 기계설계·자동화공학부, 교수

*** 이동균 정회원, 유진기공산업(주), 제동시스템팀, 차장
조동현 정회원, 유진기공산업(주), 제품설계팀, 과장

역대의 복소 고유치 해석을 수행 하였다. 각 해석결과는 실차 시험과 비교하여 스퀴ل 소음을 분석하고 설계 변수 변화에 의한 해석과정을 통하여 스퀴ل 소음 해결 방안 제시를 위한 기초연구로 수행할 것이다.

2. 모달 해석

틸팅 차량의 휠 제동 장치는 그림 1.과 같고 디스크, 패드, 레버, 헤드, 서포트, 행거 등으로 단품의 수가 많고, 구동 과정이 복잡하다. 모달해석은 각 단품에 대해 수행하였다.

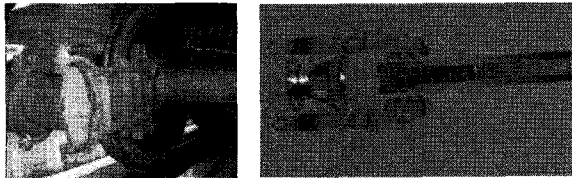


그림1. 틸팅열차의 휠제동장치

2.1 유한요소해석

틸팅 열차를 구성하는 단품 중 디스크와 패드가 마찰력이 작용되는 시점의 수직방향의 진동 모드가 발생하는 디스크, 패드, 레버, 헤드를 해석대상으로 하였다. 각 단품을 HyperMesh를 이용하여 절점와 요소를 생성하였다. 단품의 모델링에 사용된 요소는 SOLID45로 육면체의 8절점 요소와 오면체의 6절점 요소를 구성하여 모델링 하였다.

유한해석은 경계조건은 free-free 상태로 해석하였다. 해석의 결과는 스퀴ل 소음의 영역으로 알려진 1~10kHz 구간에 대해 모드형상과 고유진동수를 분석하였다. 관심 범위 내의 고유진동수 중에서 마찰면의 성능 변화가 크게 발생하여 스퀴일의 원인이 되는 수직 방향 모드를 해석 대상으로 하였다. 그림2, 그림 3은 해석결과 이다.

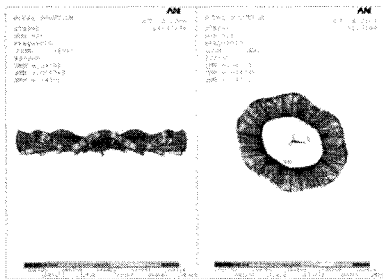


그림.2 디스크의 모드형상 : 3010Hz

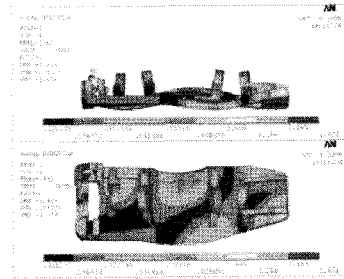


그림.3 헤드의 모드형상 : 2460Hz

2.2 모달 실험

유한요소 모델의 검증을 위해 단품에 대한 실험 모달 해석을 수행하였다. 탄성 고무튜브로 단품을 고정하여 자유단을 구현하였고 스퀴일 소음의 원인이 되는 수직 방향 측정을 위하여 1축 방향 가속도계를 사용하였다. 충격해머를 이용 접촉면 수직방향으로 가진 하였으며 스퀴일소음의 진동수 영역인 10kHz 까지 충분히 가진될 수 있도록 해머 팁의 선택과 충격가진 방법을 선택하였다. 그림.3 은 실험장치의 개략도이고 그림.4는 실험 모습이다.

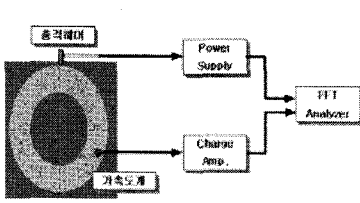


그림. 3 실험 개략도



그림.4 실험 실제 모습

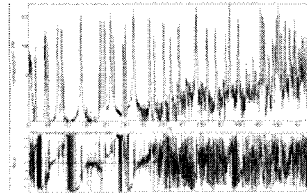


그림.5 디스크의 FRF&Real 결과

실험대상 부품에 관심 모드가 표현되는 위치를 선택하여 노드점을 선정하여 번호를 부여하였으며 노드점은 충격해머의 가진과 가속도 측정점으로 사용하였다. Smartoffice Analyzer를 이용하여 데이터를 수집하였고 이 데이터 값들은 ME'scope를 이용하여 실험 모드 해석을 수행하였다. 그림.5 는 디스크에서 측정된 대표적인 FRF data 를 보여준다. 그림 6,은 디스크와 레버의 대표적인 실험 모드 형상을 보여준다.

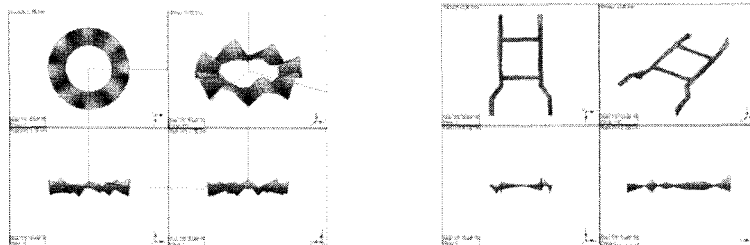


그림.6 디스크와 레버의 실험 모드 형상

2.3 모드 해석 결과 비교

휠 제동장치의 각 단품에 대한 유한요소모델에 의한 이론적 모드해석과 실험적 모드해석 결과 값을 비교 검토하였다.

도표. 3 모드 해석 결과 비교

| Disk(Hz) | | | | Lever(Hz) | | | | Head(Hz) | | | | Pad(Hz) | | | |
|----------|------|------|----------|-----------|------|------|----------|----------|------|------|----------|----------|------|------|----------|
| Mode No. | Exp. | Ana. | Err. (%) | Mode No. | Exp. | Ana. | Err. (%) | Mode No. | Exp. | Ana. | Err. (%) | Mode No. | Exp. | Ana. | Err. (%) |
| 1 | 1350 | 1170 | 15 | 1 | 1290 | 1340 | -3.73 | 1 | 1380 | 1390 | -0.72 | 1 | 1130 | 1130 | 0 |
| 2 | 1830 | 1830 | 0 | 2 | 1870 | 1920 | -2.6 | 2 | 1770 | 2000 | -11.5 | 2 | 1240 | 1170 | 5.98 |
| 3 | 2150 | 2160 | -0.46 | 3 | 2230 | 2280 | -2.19 | 3 | 2690 | 2510 | 7.17 | 3 | 1360 | 1430 | -4.9 |
| 4 | 2740 | - | - | 4 | 2380 | 2340 | 1.7 | 4 | 2860 | 2750 | 4 | 4 | 1520 | 1690 | -10 |
| 5 | 3270 | 3210 | 1.87 | 5 | 3140 | 3180 | -1.25 | 5 | 3150 | 3150 | 0 | 5 | 1820 | 1810 | 0.55 |
| 6 | 3530 | 3390 | 4.13 | 6 | 3810 | 3670 | 3.81 | 6 | 4010 | 4170 | -1.43 | 6 | 4190 | 4220 | -0.71 |
| 7 | 4860 | 4810 | 1.04 | 7 | 4350 | 4390 | -0.91 | 7 | 4570 | 4600 | -0.65 | 7 | 4950 | - | - |
| 8 | 5470 | 5790 | -5.53 | 8 | 5460 | 5400 | 1.11 | 8 | 5510 | 5730 | -3.84 | 8 | 5710 | 5400 | 5.74 |

유한요소 해석 결과에서 모드형상이 명확하고 모달 실험에서 충분한 가진이 전달된 1~6kHz 구간을 중심으로 비교 검토하였다. 디스크의 경우 유한요소 해석 결과와 실험 결과가 다른 단품에 비해 큰 오차를 보였는데 모델링 과정에서 불필요한 형상을 제거하여 발생한 결과로 예측된다.

3. 복소 고유치 해석

복소 고유치 해석은 고유치의 실수부 크기로 시스템의 불안정성을 판별하는 방법으로 해석에 효과적이지만 접촉면의 모델링이 어려운 단점이 있다. 스킵 소음은 시스템의 불안정성에 의해 발생되므로 본 연구에서는 Ansys를 이용하여 복소 고유치 해석을 통해 시스템의 불안정성 확인으로 통해 스킵 소음을

해석하였다.

그림.7은 복소 고유치 해석을 위해서 구성한 휠 제동장치 전체에 대한 유한요소 모델을 나타내며, 실차 상태와 동일하게 각 단품별 연결 방법 및 구속조건을 설정하였다.

실제 톨팅 열차에서는 바퀴를 중심으로 대칭 형상으로 되어 있으나, 복소 고유치 해석 수행의 결과에 영향을 미치지 않으므로 1/2형상에 대해 해석을 수행하였다. 접촉강성은 별도의 시험을 통해 구한 26600N/mm의 강성을 이용하였다. 이렇게 하여 얻어진 복소 고유치 해석에서 주파수 대역에 따른 고유치 실수부의 분석을 수행하였다. 그림.8은 복소 고유치 결과를 나타내었다. 해석결과에서 2.8kHz, 3.5kHz, 4.3kHz와 5.6kHz에서 스킵 소음이 발생할 것으로 예상할 수 있다.

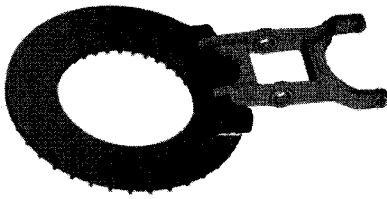


그림.7 휠 제동장치의 유한요소 모델

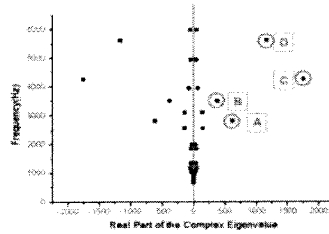


그림.8 복소 고유치 해석 결과

4. 실차 시험

시험 운행중인 톨팅 열차의 제동부에 마이크론(micphone)을 2개 설치하여 열차가 제동시 발생하는 소음을 측정하였다. 시험 방법은 열차가 직선 구간에서 일정 속도로 운행 중에 일반 제동을 할 때 열차가 정지까지의 신호를 측정하였다. 그림.9 는 실험 개략도와 열차에 설치된 마이크론 사진이다. 스킵 소음은 측정된 데이터를 분석하여 스킵 소음이 발생하는 주파수 영역을 판단하였다. 그림.10은 실험 시험 결과이다. 실차시험 결과를 보면 실험 조건 및 제동상태에 따라 차이가 발생하였다.

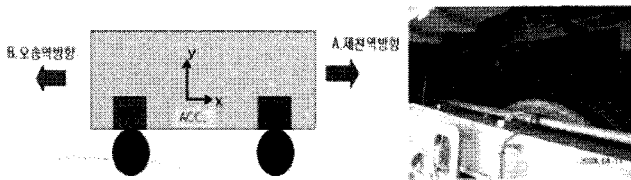


그림.9 실차 시험의 개략도와 마이크론

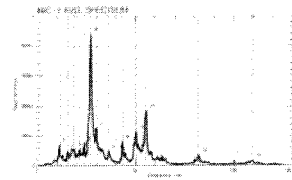


그림.10 실차 시험 결과

5. 해석결과 및 고찰

5.1 해석, 실차시험 결과 분석

표.2 는 모드해석, 실차시험과 복소고유치 해석 결과를 정리한 표이다.

실차시험 결과를 보면 1.7kHz, 2.1kHz, 2.8kHz, 3.5kHz, 4.3kHz, 5.6kHz에서 스킵소음이 발생하였다. 이 중에서 낮은 진동수 영역에서는 단품해석 결과 중 이웃하는 진동수에 의하여 상호 가진을 원인으로 하는 스킵 소음 발생과 일치하였으며 복소고유치 해석 결과에서는 낮은 진동수를 제외한 나머지 스킵소음을 비교적 정확하게 예측하고 있음을 보여준다. 특히 각 스킵실험에서 가장 큰 크기의 스킵소음을 발생은 매우 정확하게 예측하고 있다.

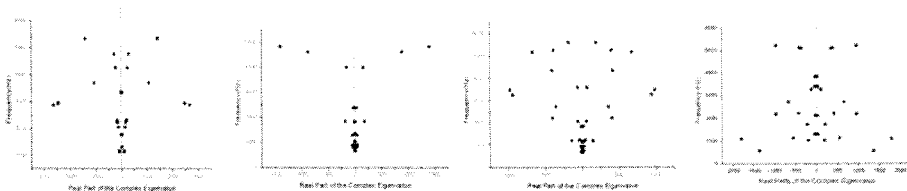
표.2 실차시험 및 해석 결과

| 진동수 구역 (kHz) | 실차시험 결과(kHz) | | | | | 단품해석 결과(kHz) | | | | | 복소 고유치 해석 (kHz) |
|--------------------|--------------|------|------|------|------|--------------|------|------|------|--------------|--------------------------|
| | #1 | #2 | #3 | #4 | #5 | 디스크 | 패드 | 접촉 | 경베 | 서포 트 | |
| 1.5 | | 1.73 | | | | | 1.63 | 1.77 | 1.86 | | |
| 2.0 | | | 2.20 | | 2.12 | 2.15 | 2.05 | 2.20 | | 2.38 | |
| 2.5 | | | | | | 2.52 | | | | | 2.61 |
| 3.0 | 2.72 | | 2.81 | | 2.83 | 2.73 | | 3.13 | | 2.80 3.15 | 2.82 |
| 3.5 | | 3.96 | | 3.39 | | 3.28 3.52 | | 3.52 | | | 3.51 |
| 4.0 | | 4.24 | 4.39 | 4.32 | | | | | | | 4.26 |
| 4.5 | | | | | | | | | | | |
| 5.0 | 5.04 | | 5.98 | | | | | | | | 5.61 |

5.2 복소고유치 해석결과를 이용한 고찰

스켈소음을 제어하기 위해서는 제동시스템의 재질을 바꾸어 강성의 크기를 변경시키거나 형상을 변경하여 제동시스템의 고유진동수를 이동시켜 스켈소음을 저감시키도록 한다. 앞에서 검증된 복소고유치 해석을 이용하여 간편한 설계변경 요소인 재질의 변화를 통한 스켈소음 변화를 검토한다.

복소고유치 해석에서는 접촉강성이 해석 결과에 영향을 미치게 된다. 접촉강성이란 제동장치의 디스크와 패드 사이 접촉부의 수직방향 강성 크기와 접촉부 형상에 의한 굽힘강성 등이 등가적으로 작용되는 강성값을 말한다. 그림.11 은 접촉강성의 변화에 따른 복소고유치의 변화를 살펴보기 위해서 정상적인 접촉강성을 $\pm 5\%$, $\pm 10\%$ 변화시키면서 해석을 수행하였다.



(1) 접촉강성 -10% (2) 접촉강성 -5% (3) 접촉강성 +5% (4) 접촉강성 +10%

그림.11 접촉강성 변화에 따른 해석

접촉강성 변화에 따른 복소고유치 해석 결과를 보면 강성의 크기에 비례하는 결과를 나타내지 않고 제동장치를 구성하고 있는 각 부품의 고유진동수와와의 상호작용에 의해 스켈소음이 발생함을 보여 주고 있다. 그러므로 복소고유치 해석에 사용되는 접촉강성의 적용에는 접촉강성 측정실험과 해석결과에 따른 튜닝과정을 거쳐 결정하여야 할 것으로 판단된다.

그림.12 는 디스크에 적용되는 재질이 변화하여 강성계수가 변화하였을 때의 스켈소음의 발생을 나타내는 복소고유치 해석 결과이다.

디스크의 특성 변화는 스켈소음에 가장 많은 영향을 주게 되고 표.2를 살펴보면 실제 디스크의 단품해석 결과가 직접적으로 스켈소음에 관여한 것으로 평가된다. 그러므로 디스크의 강성변화에 따른 복소고유치 해석 결과를 보면 강성이 커지면 스켈소음이 발생하는 진동수 영역이 분리되어 추후 형상변화 등에 의한 스켈소음 저감을 위한 설계변경이 수월할 것으로 생각된다.

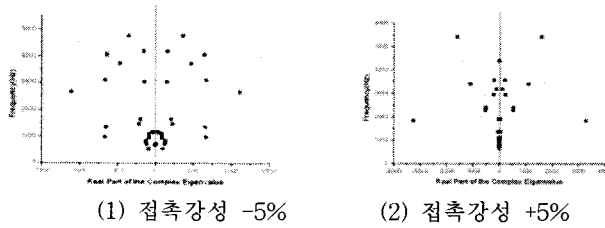


그림.12 디스크 강성 변화에 따른 해석

6. 결론 및 향후 계획

본 연구에서는 휠 디스크 브레이크 시스템의 스퀴ل 소음 해석을 위해서 단품의 유한요소 모델을 이용한 이론적 모달 해석을 수행하고 실험 모달 해석을 통해 신뢰성을 검증 후 Ass'y 복소 고유치 해석을 수행하였다. 해석결과를 검증하기 위한 실차시험을 수행하여 해석결과를 고찰하였다.

실차시험 결과 1.7kHz, 2.1kHz, 2.8kHz, 3.5kHz, 4.3kHz, 5.6kHz에서 스퀴ل소음이 발생하였고 낮은 진동수 영역은 단품해석 결과와 스퀴ل 소음 발생이 일치하였고, 복소고유치 해석 결과에서는 주요 스퀴ل소음을 비교적 정확하게 예측하였다.

향후 복소고유치 해석을 이용한 민감도 해석 결과를 수행하고 그 결과를 이용하여 스퀴ل소음 저감 설계를 수행한다.

감사의 글

본 연구는 국토해양부 미래철도기술개발사업의 연구비지원(과제번호 07차세대고속철도A01)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- 1) 차정권, 박영일, 이동균, 김기남, 조동현, 백진성, “휠제동장치의 스퀴ل소음해석을 위한 해석모델 구축”, pp.259-264, 한국철도학회 2008년도 추계학술대회논문집, 2008.