한국소음진동공학회 2014년 춘계학술대회논문집, pp. 672~675

유한요소법을 이용한 철도차량 제동 스퀼소음 해석

Brake Squeal Noise Analysis of a Rail vehicle by Finite Element Method

구병춘†

Byeong-Choon Goo

1. 서 론

산업의 발전과 함께 각종 기계나 교통수단의 대형화, 고출력화, 고속화 등으로 인하여 생활의 편의성이 향상되고 있지만, 이와 동시에 작업장, 주거지, 정거장 등에서 발생하는 환경소음도 증대되고 있어 소음 저감을 통한 쾌적성, 정숙성의 확보는 해결해야 할 당면 과제의 하나가 되고 있다. 철도에 있어서도 300 km/h급의 고속열차가 운행되면서 전국이 반나절 생활권이 가능하여 정치, 경제, 문화 등 다방면에 큰 변화를 가져오고 있다. 그러나 이러한 고속열차의 편의성에 반하여 고속열차가 역사에 멈출 때 90 dB(A) 이상의 제동 스퀼소음이 발생하여 승객과 역사에서 근무하는 사람들에게 상당한 불쾌감을 줄 뿐만 아니라 민원의 대상이 되기도 하고, 첨단 교통수단인 고속철도와 국내 연구자들의 소음문제 해결 능력에 대한 승객의 인식에도 부정적인 영향을 미치고 있어 빨리 해결해야 할 현안 문제의 하나이다.

브레이크 디스크와 패드 사이에서 발생하는 제동 스퀼소음은 곡선부를 주행하는 열차의 휠과 레일 사이에서 발생하는 스퀼소음과 함께 대표적인 철도 스퀼소음의 하나이다. 이러한 스퀼소음을 규명하기 위해서 여러 가설들이 제안되었고 이론적, 실험적으로 많은 연구가 수행되어 오고 있다. 초기의 잘 알려진 가설은 스틱-슬립 (Stick-slip) 가설이다. 이 가설에 따르면 미끄럼과 함께 마찰계수가 감소하면 구조물은 음의 댐핑을 갖게 되어 자려진동 (Self-exited vibration)에 의한 불안정 진동 모드를 갖게 되어 이것이 스퀼소음을 발생시킨다는 것이다. 그러나 Eriksson과 jacobson은[1] 스틱-슬립 조건에서도 불안정 진동모드가 발생하지 않을 수 있다는 것을 보여주었다. North[2]는 일정한 마찰계수에서도 마찰에 의해 이웃하는 두 개의 진동 모드가 불안정한 하나의 모드로 수렴하면서 이것이 스퀼소음을 발생시킬 수 있음을 보여 주었다. 이러한 종류의 불안정 모드를 플러트 불안정 (flutter instability) 이라고 한다. 위에서 설명한 스틱-슬립, 플러트 불안정 가설 외에 Spur[2]에 의한 구조물의 반복적인 구속과 미끄러짐 (Sprag-slip) 가설, Rhee[3]에 의한 접촉영역에 있는 결함에 의해 구조물에 작용하는 충격하중에 의한 불안정 진동 가설, 디스크의 런-아웃 (Run-out), 두께 변화에 의한 진동에 의한 스퀼소음 발생 등 다양한 가설들이 도입되고 있지만 아직 스퀼소음의 발생 메커니즘에 대한 확실한 규명은 되지 못하고 있다.

한편 최근 컴퓨터의 용량과 계산능력의 비약적 향상으로 수치해석을 이용하여 설계단계에서 제동시스템의 구조 최적화를 통하여 스퀼소음의 발생을 사전에 예방하거나, 사후에 스퀼소음이 문제가 되는 경우 해결책을 찾는 연구가 활발히 수행되고 있다. 이러한 수치해석적 접근방법은 대부분 유한요소법을 이용하며 스퀼소음의 발생 메커니즘으로는 플러트 불안정 가설에 바탕을 두고 있다[4-11]. 플러트 불안정성 해석은 곧 복소 고유치 해석 문제와 동일한 개념이므로 문헌에서는 종종 복소 고유치 해석에 의한 스퀼소음 해석으로 발표되고 있다.

본 연구에서는 플러트 불안정성이 제동 스퀼소음의 원인이라고 가정하고 상용 코드 ABAQUS에서 제공하는 유한요소 모듈에 의한 복소고유치 해석을 통하여 고속열차 KTX의 디스크 브레이크 장치에 대해 모델링과 해석을 수행하였다. 해석의 정확성을 높이기 위해 제동 디스크와 패드 사이에 발생하는 마찰을 접촉문제로 모델링 하고 다양한 변수들이 플러트 불안정성에 미치는 영향을 분석하고 불안정성

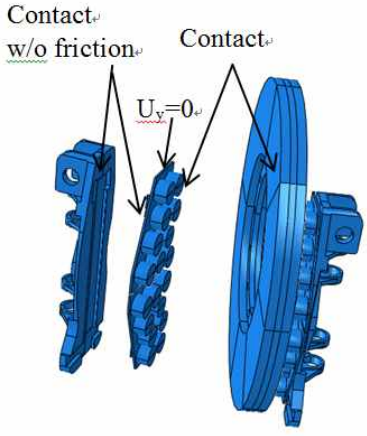
† 교신저자 : 한국철도기술연구원
E-mail : bcgoo@krri.re.kr
Tel : 031-460-5243, Fax : 031-460-5031

을 줄일 수 있는 방안을 제시하고자 하였다.

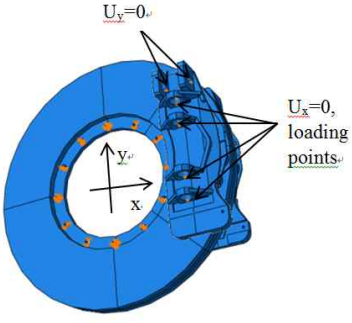
2. 제동 스퀼소음 모델링 및 해석

2.1 모델링 및 해석 방법

Fig 1은 제동 스퀼소음 해석을 위한 KTX 고속열차 디스크 제동장치의 유한요소 모델을 보여준다[12]. 제동디스크는 냉각 핀이나 냉각용 홀이 없는 일체형 주강 디스크이다. 제동 패드는 봉 형상의 소결마찰재가 강 판으로 된 백플레이트에 접합된 구조이다. 백플레이트 뒷면에는 더브 테일형의 브라켓이 접합되고 이 브라켓은 Fig. 1(a)의 제일 왼쪽에 있는 패드 홀드에 끼워져 고정된다. 디스크와 패드, 그리고 패드의 백플레이트 뒷면과 패드 홀드의 접촉면은 실제와 유사하게 접촉해석을 하였다. Fig. 1(b)는 해석에 사용된 경계조건을 보여 준다.



(a) brake disc



(b) brake pad

Fig. 1 Finite element model

ABAQUS에서 유한요소법에 의한 복소 고유치 해석은 아래와 같이 4단계로 수행된다[13].

1) 제동 실린더의 압력에 의한 제동디스크와 패드의 접촉해석

2) 첫 번째 접촉해석 결과를 초기조건으로 하고 제동 디스크의 회전을 고려한 디스크와 패드의 마찰해석

3) 마찰과 댐핑을 무시한 시스템의 고유모드 해석

4) 3단계에서 구한 고유모드를 이용하여 디스크와 패드의 마찰을 고려한 복소 고유치 해석

마찰이 고려한 진동 시스템의 고유치 문제는 다음과 같이 표현된다.

$$(\lambda^2[M]+\lambda[C]+[K_s-K_f])\{y\}=\{0\} \quad (1)$$

여기서 $[M]$은 질량 매트릭스, $[C]$는 감쇠 매트릭스, $[K_s]$는 구조 자체에 기인하는 대칭인 강성 매트릭스,$[K_f]$는 마찰에 의한 비대칭 강성 매트릭스이고, λ는 고유치, $\{y\}$는 고유 벡터이다.

비대칭 매트릭스가 $[K_s-K_f]$의 고유치는 복소수가 될 수 있고 실수부가 양인 경우 시스템은 불안정한 진동 모드를 갖게 되어 스퀼소음을 일으킬 수 있다. 식 (1)의 고유치를 구하는 절차는 아래와 같다. 감쇠와 마찰이 없는 경우 시스템의 고유치 문제는 식 (2)와 같고 이때의 고유 벡터를 $\{z\}$ 라 한다.

$$(\lambda^2[M]+[K_s])\{z\}=\{0\} \quad (2)$$

감쇠와 마찰이 있는 경우의 고유치 문제를 풀기 위해서는 식(1)의 각 매트릭스를 고유 벡터 $\{z\}$의 subspace에 투사하여 새로운 매트릭스 $[M^*]$, $[C^*]$, $[K^*]$를 구한다.

$$[M^*]=[\{z\}_1,\{z\}_2,...,\{z\}_n]^T[M][\{z\}_1,\{z\}_2,...,\{z\}_n] \quad (3)$$

$$[C^*]=[\{z\}_1,\{z\}_2,...,\{z\}_n]^T[C][\{z\}_1,\{z\}_2,...,\{z\}_n] \quad (4)$$

$$[K^*]=[\{z\}_1,\{z\}_2,...,\{z\}_n]^T[K_s-K_f][\{z\}_1,\{z\}_2,...,\{z\}_n] \quad (5)$$

시스템의 고유치 문제는 다음과 같이 표현된다.

$$(\lambda^2[M^*]+\lambda[C^*]+[K^*])\{y^*\}=\{0\} \quad (6)$$

식(6)을 이용하여 고유벡터 $\{y^*\}$를 구하면 원래 시스템의 고유벡터 $\{y\}$는 다음과 같이 주어진다.

$$\{y\}_k = \left[\{z\}_1, \{z\}_2, \ldots, \{z\}_n\right]\{y^*\}_k \quad (7)$$

k 번째 복수고유치 $\lambda_k = \alpha_k \pm i\omega_k$로 주어진다. 여기서 α_k는 고유치의 실수부, ω_k는 허수부이다. 고유치의 실수부가 양이면 불안정 진동 모드가 되므로 스퀼소음을 유발할 수 있다. 불안정성을 나타내는 또 다른 지표로 댐핑비 (Damping ratio), $-2\alpha/|w|$가 사용된다. 댐핑비가 음일 때 불안정 모드가 된다.

2.2 해석결과

Fig. 2는 마찰계수가 0.4이고 패드 행거의 외측에 각각 4116 N의 힘이 가해질 때 복소고유치를 해석한 결과이다. Fig. 3은 1173.8 Hz에서의 진동 모드이고, Fig. 4는 6060.0 Hz일 때의 불안정 진동 모드이다. 디스크 보다는 마찰재, 백플레이트, 패드 행거에서 과도한 진동이 발생하는 것을 알 수 있다.

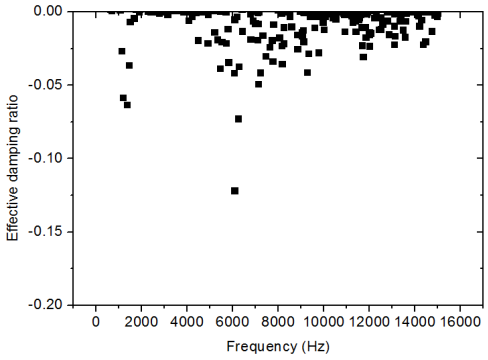


Fig. 2 Effective damping ratio vs. frequency.

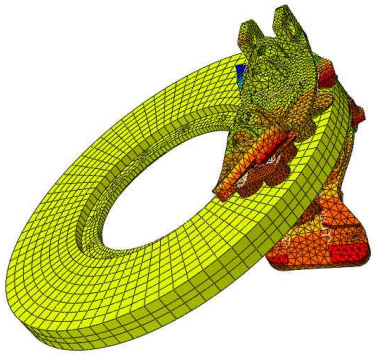


Fig. 3 Unstable mode at frequency 1173.8 Hz.

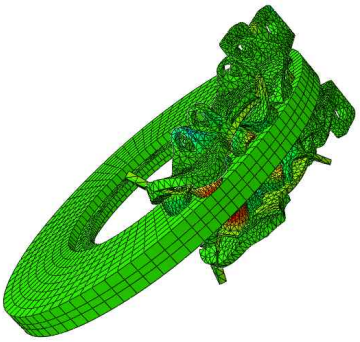


Fig. 4 Unstable mode at frequency 6060.0 Hz.

3. 결 론

본 연구에서는 KTX 제동디스크와 패드에 대해 유한요소 모델링을 수행하고 복소고유치를 해석하였다. 마찰계수가 0.4일 때 6000 Hz 근방에서 불안정성이 큰 진동 모드가 발생하였다. 이 진동은 주로 마찰재, 백플레이트, 패드 행거의 과도한 진동에 기인하였다.

후 기

본 연구는 국토교통부의 철도기술연구프로그램의 지원으로 수행되었습니다. (계약번호: 13-RTRP-B072484-01).

참고문헌

[1] Eriksson, M. and Jacobson, S., Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speeds, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* D 215 (**D12**), pp. 1245–1256, 2001.

[2] Kinkaid, N.M., O'Reilly, O.M. and Papadopoulos, P., Automotive disc brake squeal, *Journal of Sound and Vibration*, **267 (1)**, pp. 105-166, 2003.

[3] Rhee, S.K., Tsang, P.H.S. and Wang, Y.S., Friction-induced noise and vibration of disc brakes, *Wear,* **133**, pp. 39–45, 1989.

[4] Lorang, X., Foy-Margiocchi, F., Nguyen, Q.S and Gautier, P.E., TGV disc brake squeal, *Journal of Sound and Vibration*, **293**, pp. 735-746, 2006.

[5] Brizard, D., Chiello, O. Sinou, J.J. and Lorang, X., Performance of some reduced bases for the stability analysis of a

disc/pads system in sliding contact, *Journal of Sound and Vibration,* **293**, pp. 735-746, 2011.
[6] Fritz, G., Sinou, J.J., Duffal, J.M. and Jézéquel, L., Effects of damping on brake squeal coalescence patterns-application on a finite element model, *Mechanics Research Communications*, **34**, pp. 181-190, 2007.
[7] Sinou, J.J., Fritz, G. and Jézéquel, L., The role of damping and definition of the robust damping factor for a self-exciting mechanism with constant friction, *Journal of Vibration and Acoustics*, **129**, pp. 297-306, 2007.
[8] Liu, P., Zheng, H., Cai, C., Wang, Y.Y., Lu, C., Ang, K.H. and Liu, G.R., Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method, *Applied Acoustics*, **68**, pp. 603-615, 2006.
[9] Oberst, S. and Lai, J.C.S., Numerical methods for simulating brake squeal noise, *Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, ICA2010*, Sydney, Australia, 2, pp. 1505-1516, 2010.
[10] Kang, J., Finite element modelling for the investigation of in-plane modes and damping shims in disc brake squeal, *Journal of Sound and Vibration,* **331(9)**, pp. 2190-2202, 2012.
[11] Festjens, H., Gaël, C., Franck R., Jean-Luc, D. and Remy, L., Effectiveness of multilayer viscoelastic insulators to prevent occurrences of brake squeal: A numerical study, *Applied Acoustics*, **73(11),** pp.1121-1128, 2012.
[12] Goo, B.C., A study on the abatement of disc brake squeal noise, WCRR 2013, Sydney, Australia.
[13] Abaqus Analysis User's manual, Ver. 6.5, Vol. II. 6.3.6.