

축소스킬소음시험장치의 진동 전달특성을 이용한 차륜/레일 접촉력 예측 방법에 관한 연구

Study for prediction of contact force between wheel and rail using vibrational transfer function of the scaled squeal noise test rig

이준현*, 김지용*, 지은**, 김대용**, 김관주†

Jun-heon Lee^{*}, Ji-yong Kim^{*}, Eun Ji^{**}, Daeyong Kim^{**}, Kwanju Kim[†]

Abstract Squeal noise is a monotonic, harsh sound when railways run on the curved tracks. Contact between the wheels and rails causes a stick-slip phenomenon, which generates squeal noise. In order to identify the mechanism of the squeal noise in the laboratory environments, the scaled test rig has been fabricated. The knowledge of contact forces between wheel- and rail-rollers is essential for investigating the squeal noise characteristics, however it is difficult to measure it. Contact forces are calculated indirectly by the acceleration of the sub-frame for supporting a rail roller and modal behavior of the sub-frame. The estimated displacement of the rail roller by the calculated force is compared with that of measured by laser displacement sensor.

Keywords : Squeal noise, Contact force, Scaled test rig

초 록 스킨 소음은 곡선부에서 레일과 차륜 사이에 발생하는 순음의 소음이다. 차륜과 레일 사이의 접촉은 점착-미끄러짐(stick-slip)현상을 보이면서 스킨 소음이 발생한다고 알려져 있다. 이러한 스킨 소음의 발생 메커니즘을 규명하기 위해 차륜/레일 주파수별 접촉력의 특성을 알고자 했다. 이러한 스킨 소음을 실험실 조건에서 발생시키기 위하여 축소 스킨 소음 시험기를 이용하였다. 축소 스킨 소음 시험장치는 차륜과 레일 모두 회전하는 원판으로 이루어져 있어 접촉력을 측정하는 데 어려움이 있다. 접촉력을 구하기 위하여 레일 롤러를 지지하는 서브프레임 진동 데이터를 측정하고, 간접적인 방법으로 접촉력을 계산하였다. 계산된 접촉력을 이용하여 접촉점의 변위를 계산하고, 레이저 변위 센서를 이용해 측정된 변위와 비교하였다.

주요어 : 스킨소음, 접촉력, 축소 시험 장치

1. 서 론

스킨 소음은 철도 차량이 곡선부를 주행 할 때 발생하는 순음의 소음이다. 이러한 소음은 차륜과 레일의 접촉시 점착-미끄러짐(Stick-slip) 현상이 일어나면서 발생한다고 알려져 있다.

† 교신저자: 홍익대학교 공과대학 기계시스템·디자인공학과(Kwanju@hongik.ac.kr)

* 홍익대학교 과학기술연구소

** 홍익대학교 일반대학원 기계공학과

이때 발생하는 접촉력을 측정하기 위해서 Hsu 등 [1]과 Papin 등 [2]은 슬립링과 스트레인 게이지를 회전하는 차륜에 부착하여 접촉력을 측정하였다. Janssens 등 [3]은 비접촉식 자기 센서를 이용하여 레일롤러의 진동을 측정하고 이를 간접적인 방법으로 접촉력을 예측하였다. 본 논문에서는 스킨소음의 발생 메커니즘에 관한 연구를 수행하기 위해서, 차륜과 레일 사이의 접촉력을 구하고자 하였다. 그리고 접촉력을 예측하기 위해 4 개의 가속도계를 이용하여 레일롤러를 지지하는 구조물의 진동을 측정하였다. 이를 이용해 계산된 접촉력을 이용해 접촉점에서의 변위를 계산하고, 이를 레이저 변위센서의 결과와 비교하였다. 이는 추후 접촉 메커니즘 규명에 이용될 것이라 생각된다.

2. 본 문

2.1 접촉력 계산

서브 프레임의 진동과 진동 응답특성을 이용하여 접촉력을 구하였다. 그리고 이를 이용하여 접촉점의 변위를 계산하여 레이저 변위센서를 이용하여 측정된 변위와 비교하였다. Figure 1은 본 논문 내용을 도식화한 것이다.

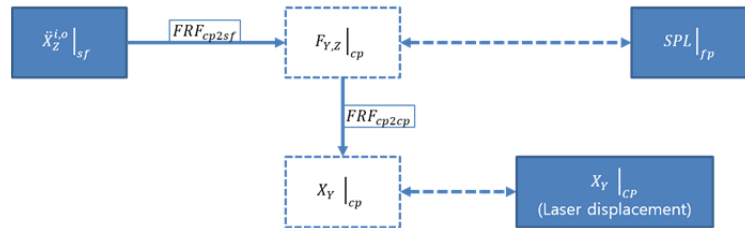


Figure 1 Study flow diagram for prediction of contact force between wheel and rail
(filled box: experiment in the anechoic chamber, blank box with solid line: experiment in the laboratory,
blank box with broken line : calculated results)

2.2 반무향실 실험

반무향실 조건에서 축소스킨소음시험장치에서 발생하는 소음을 측정하였다. 총 4개의 마이크로폰을 Figure 2와 같이 설치하고 발생하는 소음과 레일롤러를 지지하는 서브프레임의 진동을 측정하였다.

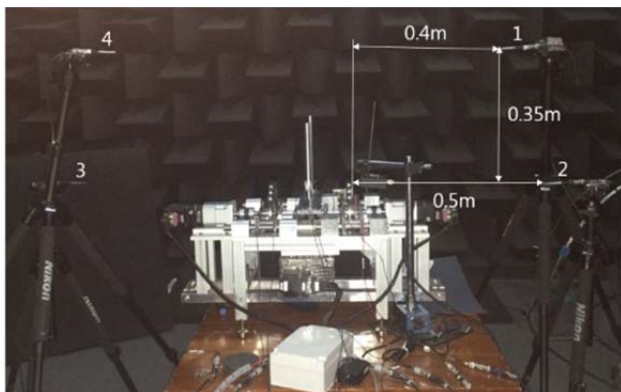


Figure 2 Measurement set-up for squeal noise in the semi-anechoic chamber

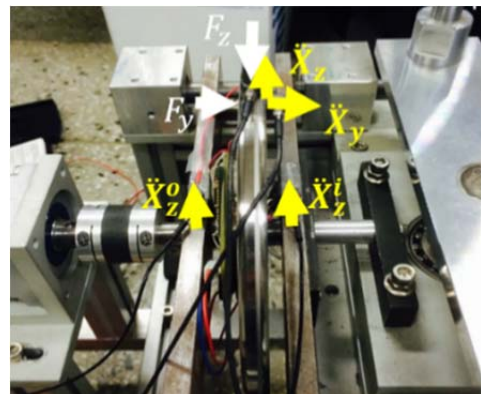


Figure 3 Measurement set-up for DPM(H_{cp2cp}) and TPM (H_{cp2sf}) of the rail roller

2.3 접촉력에 의한 서브 프레임의 진동 측정

차륜과 레일의 접촉점에서 접촉력 ($F(\omega)_{cp}$)이 작용하면 서브프레임에 진동($\ddot{X}(\omega)_{sf}$)이 발생한다. 이를 전달함수를 이용하여 표현하면 다음 수식과 같다.

$$\begin{bmatrix} \ddot{X}_z^i \\ \ddot{X}_z^o \end{bmatrix}_{sf} = \begin{bmatrix} H_y^i & H_z^i \\ H_y^o & H_z^o \end{bmatrix}_{cp2sf} \begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix}_{cp} \quad (1)$$

이때 전달함수 ($H(\omega)_{cp2sf}$)를 구하면, 측정된 가속도를 이용하여 접촉력을 계산할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix} = H(\omega)_{cp2sf}^{-1} \ddot{X}(\omega)_{sf} \quad (2)$$

서브프레임의 진동과 접촉력의 진동 전달 함수를 구하기 위해서 Figure 3와 같이 접촉점에 충격 가진을 주었을 때 안쪽과 바깥쪽 서브프레임의 가속도를 같이 축이 연결되는 위치에서 Z 방향으로 측정하였다. 접촉점에 Y 방향, Z 방향의 충격가진을 주었을때 진동 전달 함수를 구하였다.

Y 방향 가진시 진동 전달 특성은 Figure 4와 같다. 3 kHz 이하 주파수 대역에서는 특정 안티노드 주파수 대역을 제외한 나머지 영역에서 코히런스가 0.8 이상으로 유효하다고 생각된다. 3.3 kHz 이상의 영역은 코히런스가 매우 불량하게 나타난다. Figure 5은 Z 방향 가진시 서브프레임의 진동 전달특성이다. 3 kHz 이하의 영역에서 코히런스가 적합하게 나타났으며, Y 방향 가진시 보다 유효 대역이 좁은 것으로 생각 된다. 이는 Y 방향의 가진력은 레일롤러가 Y 방향으로 유연하기 때문에 가진력이 잘 전달되지 않지만, 레일롤러의 공진주파수에서는 진동이 크게 나타나고, Z 방향의 가진의 경우 레일롤러가 Z 방향으로 강건하기 때문으로 생각된다.

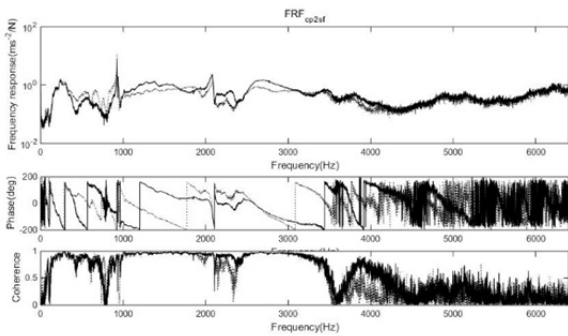


Figure 4 Frequency response function by exciting force $F_y|cp$ (—: H_y^o , --: H_y^i)

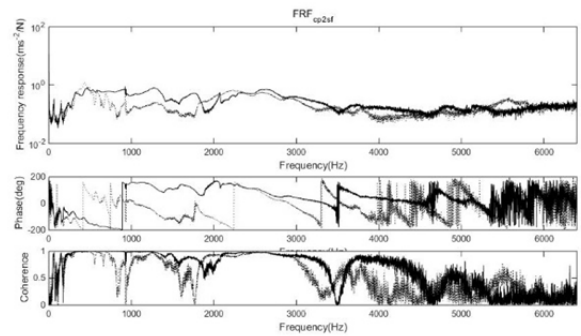


Figure 5 Frequency response function by exciting force $F_z|cp$ (—: H_z^o , --: H_z^i)

2.4 서브프레임 진동 가속도 측정 결과

축소 스킵 소음 시험장치의 서브프레임에 부착된 가속도 측정 결과는 요각에 따라 Figure 6과 같이 나타난다. 가속도 측정되는 주요 주파수 대역은 736 Hz, 우측은 2.1 kHz 대역에서 매우 큰 값을 보인다. 좌측의 경우 상대적으로 넓은 주파수 대역에서 가속도가 측정된다.

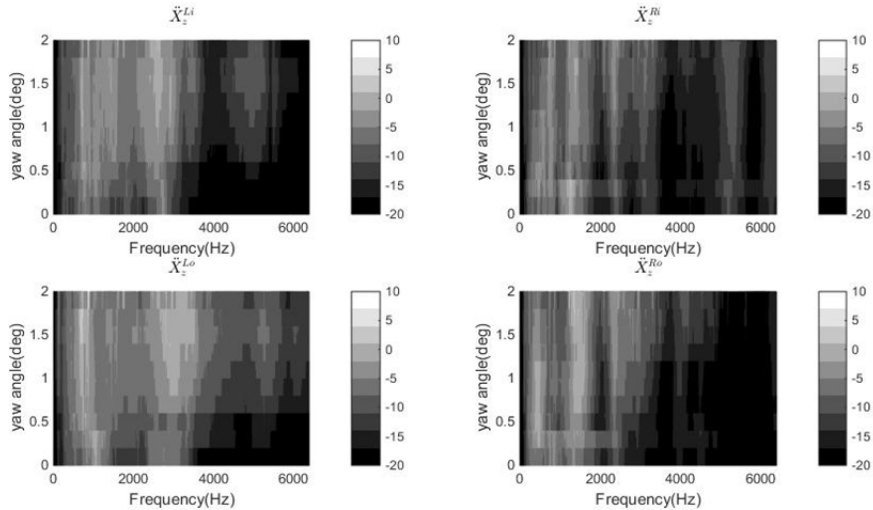


Figure 6 Measurement results of acceleration at sub-frame (dB, ref :1m/s²)
 (Left upper: Left in-side(\ddot{X}_z^{Li}), Right upper: Right in-side(\ddot{X}_z^{Ri}),
 Left lower: Left out-side(\ddot{X}_z^{Lo}), Right lower: Right out-side(\ddot{X}_z^{Ro}))

2.5 접촉력 예측 결과

접촉력 예측 결과는 Figure 7과 같다. 2.1 kHz, 2.8 kHz 대역은 요각에 따라 접촉력의 크기가 달라지고 736 Hz (Z방향) 930 Hz (Y방향)은 요각에 상관없이 접촉력이 나타난다.

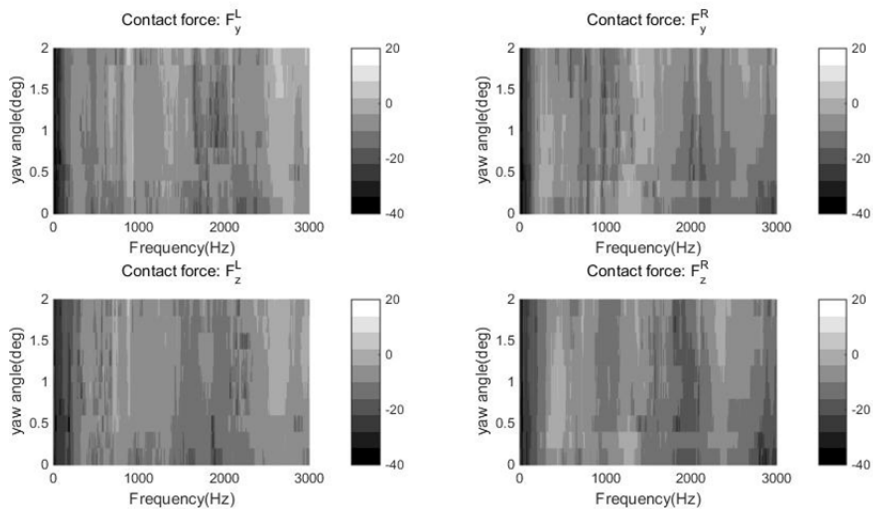


Figure 7 Calculated contact force (dB, ref :1N)
 (Left upper: Left Y(F_y^L), Right upper: Right Y(F_y^R),
 Left lower: Left Z(F_z^L), Right lower: Right Z(F_z^R))

2.6 접촉점의 변위 계산

예측된 접촉력을 검증하기 위해서, Figure 2와 같이 접촉점에서 진동특성 (H_{CP2CP})을 측정하였다. 그리고 이를 이용해서 접촉점의 변위로 환산하였다. 그리고 반무향실 실험에서 측정된 접촉점에서 Y 방향 변위와 비교 하였다.

예측된 접촉력을 이용한 변위의 계산은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} X_y \\ X_z \end{bmatrix}_{cp} = \begin{bmatrix} H_{yy} & H_{zy} \\ H_{yz} & H_{zz} \end{bmatrix}_{cp2cp} \begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix}_{cp} \quad (3)$$

변위는 진동특성과 가진력의 곱이다. 이때 진동특성은 Figure 3과 같이 서브프레임의 진동 전달특성 (H_{CP2sf})을 측정할 때 동시에 진행 하였다. 이때 결과는 다음 Figure 8와 같다.

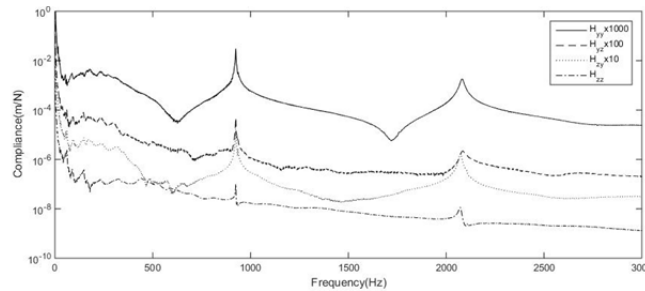


Figure 8 Compliance at contact point (H_{CP2CP})

이를 이용하여 계산된 접촉점의 변위는 다음 Figure 9과 같다.

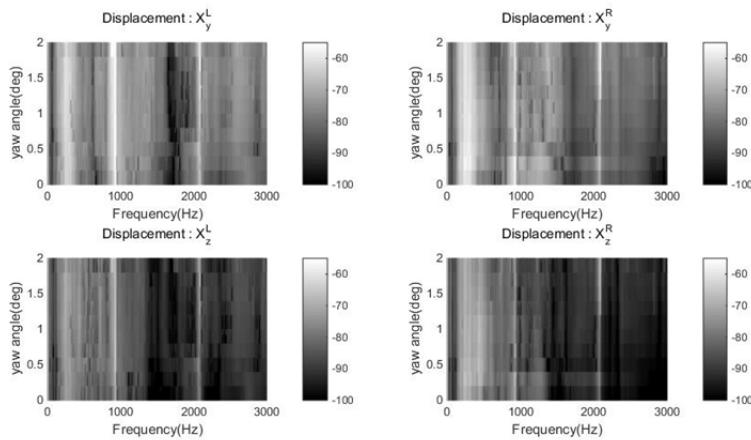


Figure 9 Calculated displacements at contact point (dB, ref: 1m)

(Left upper: Left $Y(X_y^L)$, Right upper: Right $Y(X_y^R)$, Left lower: Left $Z(X_z^L)$, Right lower: Right $Z(X_z^R)$)

Figure 2와 같이 반무향실 조건에서 우측 레일롤러 접촉점에서 Y 방향 변위를 레이저 변위센서를 이용하여 측정된 결과와 계산한 결과를 Figure 10과 같이 비교하였다. 이중 2,088 Hz와 2,096 Hz의 변위를 요각에 따라 비교 하였다. 요각이 0.8~1.4 도 인 지점에서는 결과가 거의 동일하다. 하지만 1.6 도 이상에서는 오차가 커진다. 0.2 도와 0.4 도에서는 오차가 커지는 것을 알 수 있다. 이는 변위의 크기가 1.8 도인 경우 대비 2088 Hz 에서 약 19 dB, 2092 Hz에서 18 dB 정도로 매우 작기 때문에 감도의 문제가 있는 것으로 생각된다.

2.7 예측된 접촉력과 측정된 스킨소음의 비교

계산된 횡방향 접촉력과 무향실 조건에서 측정된 음압을 Figure 11와 같이 비교하였다. 일부 소음들은 계산된 접촉력과 연관성이 있는것으로 생각된다. 이러한 방법을 이용하면 차륜 레일의 접촉력을 계산 할 수 있을것을 생각된다.

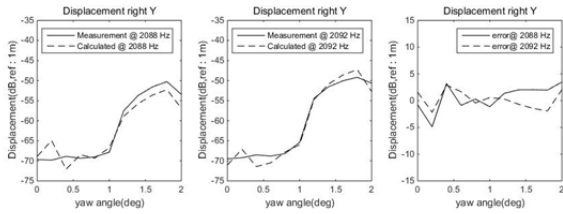


Figure 10 Comparison of measured displacement with calculated displacement
(Left: 2,088 Hz, Center: 2,092 Hz, right: relative error)

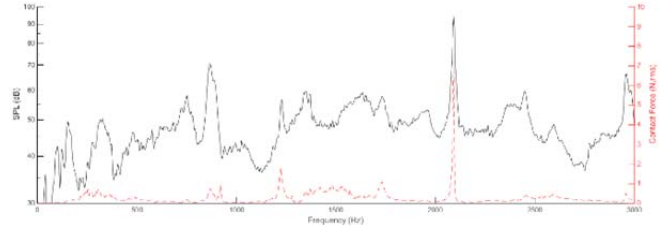


Figure 11 Calculated lateral contact force(F_y^R) vs. measured SPL at point 2 in figure 2
(setting yaw angle : 1.8 deg)

3. 결론

서브프레임상에서 가속도를 측정하였으며, 이를 전달 특성을 이용하여 역산하여 접촉력을 구하였다. 그리고 이 접촉력을 이용하여 변위를 계산하고, 레이저 변위센서를 이용하여 측정한 오른쪽 레일롤러의 Y 방향 변위와 계산된 접촉력과 레일롤러의 DPM을 이용하여 계산한 변위를 비교하였다.

이때 주요 스킨소음 주파수인 2.1 kHz 대역에서는 매우 유사한 변위 결과를 얻을 수 있었다. 또한 계산된 접촉력이 특성 발생 소음과 연관성을 확인할 수 있었다. 하지만 접촉점과 서브프레임의 진동 전달 특성의 유효 주파수 대역이 3 kHz까지이므로, 그 이상의 주파수 대역의 접촉력을 계산할 수 없었다.

후 기

본 연구는 국토교통부 철도기술연구개발사업의 연구비지원(15RTRP-B072484-03) 및 교육부의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업 (2013R1A1A2009130)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- [1] S. S. Hsu, Z. Huang, S. D. Iwnicki, et. al. (2007) Experimental and theoretical investigation of railway wheel squeal, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 221(1), pp. 59-73.
- [2] S. Papini, L. Pugi, A. Rindi, E. Meli (2013) An integrated approach for the optimization of wheel-rail contact force measurement systems, *Journal of Modern Transportation*, 21(2), pp. 95-102.
- [3] M. H. A. Janssens, W. J. van Vliet, P. P. Kooijman, F. G. De Beer (2000) Curve squeal of railbound vehicles (part 3): measurement method and results, *Proceedings of Internoise*, Nice, France, 3, pp. 1568-1571.