

1차원 빔요소를 활용한 차축 변형고려 차륜-레일 접촉해석

최하영*, 이동형**,#, 권석진**, 서정원**

* 동양미래대학교 기계공학부, ** 한국철도기술연구원 피로손상연구팀

Wheel-Rail Contact Analysis Considering Axle Deformation Using a One-Dimensional Beam Element

Ha-Young Choi*, Dong-Hyung Lee**,#, Seok-Jin Kwon**, Jeong-Won Seo**

*Dept. of Mechanical Engineering, Dongyang Mirae UNIV., **Fatigue and Fracture Research Team,
Korea Railroad Research Institute

(Received 10 November 2017; received in revised form 11 November 2017; accepted 19 November 2017)

ABSTRACT

It is necessary to analyze the exact contact position and contact stress of the wheel-rail in order to predict damage to the wheel and rail. This study presents a wheel-rail contact analysis model that considers the deformation of the axle. When a wheel-rail contact analysis is performed using a full three-dimensional model of the wheelset and rail, the analytical model becomes very inefficient due to the increase in analysis time and cost. Therefore, modeling the element-coupling model of the wheel and rail as a three-dimensional element and the axle as a one-dimensional element is proposed. The wheel-rail contact characteristics in the proposed analysis model for straight and curved lines were analyzed and compared with the conventional three-dimensional analysis model. Considering the accuracy of the analysis results and time, the result shows that the proposed analytical model has almost the same accuracy as a full three-dimensional model, but the computational effort is significantly reduced.

Key Words : Wheel-Rail Interface(차륜-레일 상호작용), Wheelset(윤축), Rail(레일), Finite Element Method(유한 요소해석법), Contact Pressure(접촉압력), Axle(차축)

1. 서 론

철도차량 차륜과 레일의 마모 또는 피로손상은 반복적인 구름 접촉에 의해 차륜-레일 접촉면에서 발생하며, 여러 가지 물리적, 화학적 메커니즘이 동시에 복잡하게 작용하여 손상이 발생한다. 차량이 주행함에 따라 차륜이 레일을 구름접촉 할 경우 직

선부보다는 곡선부에서 접촉압력 및 슬립이 커지기 때문에 대부분 차륜-레일 손상은 곡선부에서 발생한다^[1]. 차륜, 레일 손상 중 파손 손상은 탈선 등 심각한 열차사고를 일으킬 수 있으며, 마모 혹은 표면 피로와 같은 부분적인 손상은 승차감 저하, 소음발생, 주행안정성 저하 등 여러 가지의 악영향을 줄 수 있다. 따라서 이를 방지하기 위한 유지보수 및 관련 연구에 많은 비용 및 시간을 소모하고 있다^[1,2].

Corresponding Author : dhlee@krri.re.kr

Tel: +82-31-460-5246, Fax: +82-31-460-5814

차륜과 레일 손상은 접촉표면에서의 높은 접촉하중에 의한 손상이 주요 원인이다. 이와 같은 손상을 예측하고 방지대책을 수립하기 위하여 차륜-레일의 정확한 접촉 위치와 접촉응력을 해석할 필요가 있으며, 이는 차륜-레일 인터페이스에서 중요한 연구 분야 중 하나이다^[2].

차륜-레일 접촉응력 평가에 대한 연구로는 Hertz 이론을 이용한 해석 방법과 유한요소해석 방법이 있다. 이론적 해석방법은 동력학 해석 시 차륜-레일 접촉을 평가하는데 많이 사용되는 방법 중 하나로 해석에 소요되는 시간이 짧다는 장점이 있다. 그러나, 윤축(Wheelset) 및 레일의 변형을 고려할 수 없을 뿐만 아니라 레일 게이지 코너에서의 접촉은 접촉 영역의 크기가 곡률 반경에 비하여 작지 않기 때문에 반무한체(Half-space) 가정은 유효하지 않아 정확한 해석이 어렵다^[3]. 반면, 유한요소해석은 실제 기하학적 형상을 모델링함으로써 더 정확하게 두 물체의 접촉 거동을 묘사할 수 있으며, 재료의 소성변형 등의 거동을 시뮬레이션 할 수 있기 때문에 최근에 많이 수행되고 있다^[4,9].

차륜-레일 유한요소해석은 구조적 특성상 2차원 단면을 이용한 2차원 해석이 불가능하여 3차원으로 해석을 하여야 한다. 최하영 등^[4]은 차축의 변형을 고려하여 3차원 차륜-레일 접촉해석을 수행하였고, 차축의 변형이 접촉위치 및 접촉압력 등에 미치는 영향 등을 분석하였다. Arslan과 Kayabas^[5]는 실제 조건과 유사하게 차륜-레일 접촉해석에서 차축을 고려한 대칭 모델(1/2 모델)을 구축하고 해석을 수행하였다. 그 결과 차축을 반영한 3차원 해석모델이 차륜-레일 접촉해석 및 레일 헤드(head)부 마모 특성을 묘사하는데 효과적이라고 하였다. Vo 등^[6]은 곡선부 선로에서 내외측 레일(Low and high rail)의 접촉 특성을 해석하기 위하여 3차원 유한요소해석을 수행하였다. 해석 결과, 2점 접촉(Two-point contact)은 곡선 선로의 외측 레일에서 나타나며 각 접촉위치의 응력분포는 접촉위치 및 공격각(Angle of Attack)에 따라 변화한다고 하였다. 이와 같은 현재까지의 차륜-레일 유한요소해석 연구결과를 종합하면, 실제 차륜-레일 접촉현상을 묘사하기 위하여 차축의 변형을 고려한 3차원 해석을 수행하여야 할 뿐만 아니라, 곡선부 주행 시는 축 길이방향 대칭

모델로 해석이 불가능하기 때문에 전체 차륜 및 차축을 고려한 해석을 수행하여야 한다.

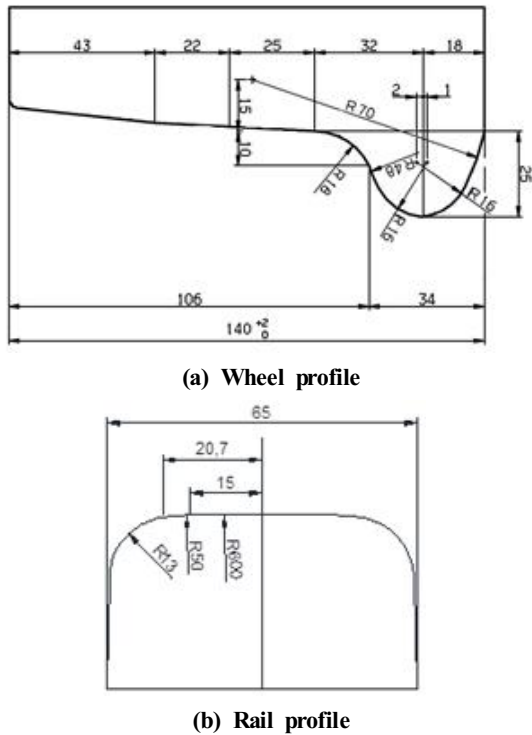
따라서 본 연구에서는 곡선부 주행시 발생하는 차륜-레일 손상 예측의 전 단계로 기존 접촉해석 연구결과^[4]를 개선한 차륜-레일 접촉해석 모델을 제시 하였다. 전체 차륜, 차축과 레일을 3차원으로 해석할 경우 실제 접촉현상과 유사하게 해석할 수 있다는 장점이 있지만, 마모해석 또는 형상 최적화와 같이 반복적 계산이 필요할 경우 해석시간 및 비용이 기하학적으로 증가하기 때문에 해석모델이 매우 비효율적이게 된다. 그러므로 본 연구에서는 이와 같은 문제점을 개선하고자 차륜, 레일은 3차원 요소로 모델링하고 차축은 자유도가 적은 1차원요소로 모델링하여 요소-커플링 모델(Element-Coupling model)을 구축하였다. 직선부와 곡선부의 접촉 특성을 해석하였고, 제안한 해석 모델과 기존 모델을 비교하여 해석의 유용성을 검증하였다.

2. 차륜-레일 접촉 유한요소해석

2.1 해석 모델

접촉해석에 사용된 차륜과 레일의 형상은 국내 전기동차용으로 사용되고 있는 것을 대상으로 하였다. 주요 차륜, 레일 형상 및 치수는 Fig. 1과 같다. 해석에 필요한 주요 사양은 Table 1과 같이, 차량 무게는 42,100 kg, 대차의 무게 3,820 kg, 궤간거리 1,435 mm, 차륜 형상은 원추형 1/20, 차륜직경 860 mm, 레일 형상 KS60 kg 등 이다.

먼저, 동역학 해석 프로그램인 VAMPIRE^[10]를 이용하여 차량의 주요 사양을 적용하고 곡선반경 R350, 차량속도 70 km/h 운행 조건에서 강체 동역학 해석을 수행하여 차륜에 작용하는 수직하중과 횡방향 하중을 해석하였다. 차륜-레일 접촉해석은 동력학 해석 결과 중 횡방향 하중이 큰 구간의 해석 결과를 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS^[11]를 이용하여 해석을 수행하였다. 동역학 해석결과로부터 차륜에 작용하는 수직하중은 외측 레일 79.0 kN, 내측 레일 60.0 kN, 횡하중은 외측 레일 29.2 kN, 내측 레일 -20.4 kN 이었으며, 이 값을 접촉해석의 하중 조건으로 사용하였다.



(a) Wheel profile

(b) Rail profile

Fig. 1 Wheel and rail profile

Table 1 Specification for wheel-rail contact analysis

Specification	Value
Mass of car body	42100 kg
Mass of bogie frame	3820 kg
X-stiffness of primary spring	5400 kN/m
Y-stiffness of primary spring	5400 kN/m
Z-stiffness of primary spring	1350 kN/m
Flange back distance	1354 mm
Gage distance	1435 mm
Wheel profile	Conical type 1/20 profile
Wheel diameter	860 mm
Rail profile	KS60 kg
Rail inclination	1/40
Wheel load	68.6 kN
Vehicle speed	70 km/h
Radius of curved track	R 350 mm

2.2 해석 방법

유한요소해석에서 3차원 솔리드 요소(Solid element)는 복잡하고 두꺼운 물체를 해석하는데 주로 사용되며, 3차원 응력 형태를 정확하게 나타낼 수 있기 때문에 많이 사용되고 있다. 하지만, 많은 자유도를 가지기 때문에 모델링이 어렵고, 해석에 많은 시간이 소요된다. 반면, 빔 요소(Beam element)는 길고 가는 빔 형태의 구조물의 변형을 해석할 때 주로 사용한다. 빔 요소는 3차원 모델의 추상적 개념으로써, 2차원 단면을 1차원 요소로 추상화하며, 일정한 단면을 가지기 때문에 두께 방향의 거동을 표현하는 것은 부족하지만, 모델링이 간단하고, 해석시간이 짧다는 장점이 있다. 차륜과 레일, 차축 형상은 복잡하기 때문에 모든 부품을 3차원 솔리드 요소로 적용하여 접촉해석을 진행하면 많은 시간이 소요된다. 따라서 차륜, 레일은 3차원 요소로, 차축은 1차원 요소로 모델링하여 요소-커플링 모델을 구축하였고, 기존 연구와 같이 전체를 솔리드 요소로 모델링 한 경우와 비교하였다.

해석모델은 Fig. 2와 같이 차축을 고려하지 않고 차륜만 고려한 차륜-레일 접촉모델(Fig. 2 (a))과 전체를 솔리드 요소(C3D8R, 8-node linear brick element)를 이용하여 차축을 모델링한 차륜-레일 접촉모델 (Fig. 2 (b)), 제안한 빔 요소(B31, 2-node linear beam element)를 이용하여 차축을 모델링한 차륜-레일 접촉모델(Fig. 2 (a))과 같이 세가지 경우로 모델링하였다. 차륜과 레일의 해석요소는 모두 3차원 솔리드 요소(C3D8R)를 적용하였다. 이후, 이 모델들을 각각 Wheel(only), Wheel+Axle(S)과 Wheel+Axle(B)으로 구분하기로 한다. Wheel(only) 해석모델의 경우는 외측 레일과 차륜이 접촉할 경우만 해석을 수행하였고, 나머지 해석모델은 직선부 답면 접촉 상태와 곡선부 주행시의 내·외측 레일의 플랜지 및 답면접촉 접촉상태를 차축의 변형을 고려하여 해석하였다.

차륜에 작용하는 하중은 해석의 정확성을 높이기 위해 하중 기준점(Reference point)에 가하도록 하였으며, 기준점은 Coupling 제한조건을 사용하여 베어링 조립부위 또는 축 압입부(빗금 부분)의 표면과 연결하였다. Wheel(only)의 경우는 차축 압입부의 중심 위치(Fig. 2 (a) 빗금 부분)의 면적 중심 위치

차륜 중심에 기준점이 위치하도록 하고, Wheel+Axle(S) 경우는 축의 양쪽 각각 베어링 조립부위(Fig. 2 (b) 빗금 부분)의 면적 중심 위쪽에 기준점이 위치하도록 하였다. 차축의 길이는 Wheel+Axle(B) 모델과 Wheel+Axle(S) 모델 동일하게 적용하였으며, 기준점과 베어링 조립부위의 Z축의 위치는 동일하게 하였다.

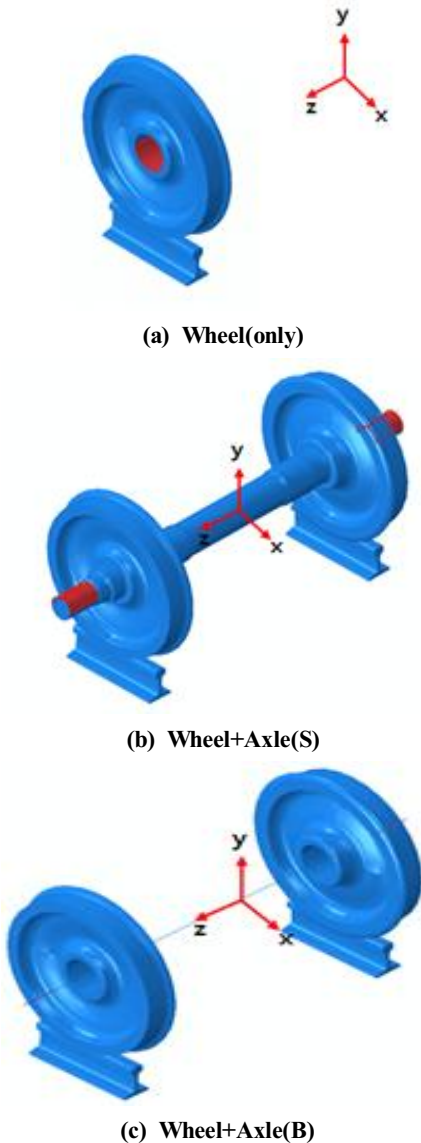


Fig. 2 Finite element analysis models

Table 2 Comparison of contact analysis time

Mesh size (mm)	Elapsed time (sec)	Contact pressure (MPa)
10	4,804	1320.75
20	4,597	1320.90
30	4,717	1321.08
40	5,633	1321.22

경계조건으로 레일의 경우 하단 면과 측면의 변형이 크게 되지 않도록 고정하였다. Wheel(only)의 해석 모델은 차륜의 x축 방향 회전방지를 위하여 MPC(Multi Point Constraints)조건을 사용하여 차륜과 축이 접하는 측면이 z방향으로 수평으로 이동하도록 하였다. Wheel+Axle(S) 및 Wheel+Axle(B) 모델의 경우 차륜이 축과 결합되어 있기 때문에 차륜의 x축 방향 회전이 발생하지 않아 별도의 제한조건을 적용하지 않고, 축이 y방향으로 이동하도록 하였다.

두 개의 물체가 탄성접촉 시 발생하는 압력은 다음식 (1)의 Hertz 접촉이론^[12]을 이용하여 계산할 수 있으며, 차륜과 레일의 곡면 사이에 발생하는 최대 접촉압력(p_m)은 다음과 같다.

$$p_m = \frac{3}{2} \frac{p}{2\pi ab} \quad (1)$$

여기에서, p : Normal pressure

a : Length of major axis

b : Length of minor axis

차륜과 레일의 접촉부에서 차륜 직경 860 mm, 레일 접촉면 곡률반경 600 mm, 최대윤중 69.0 kN이 작용할 경우 최대 접촉압력은 1,320 MPa이 된다. 차축의 변형이 고려되지 않은 Wheel(only) 해석모델의 최대 접촉압력은 1,361 MPa이었으며, 이론값과 유한요소해석 최대 접촉압력의 차이가 약 3% 이내로 거의 유사한 값을 나타내어 해석 방법의 타당성을 검증하였다.

차륜과 레일 접촉부의 해석요소 크기를 작게 할수록 해석결과의 정확도는 높아지지만, 해석시간이 급격하게 증가하므로 이를 고려하여 1 mm로 조밀

하게 분할하였고, 접촉부 이외 영역은 해석결과에 영향을 미치지 않는 한도 내에서 크게 분할한 후 결합하는 제한조건(Tie)을 적용하였다. Table 2와 같이 Wheel+Axle(S) 해석모델에서 축의 해석요소 크기별 해석시간(CPU time)을 비교한 결과, 축의 요소 크기에 따라 최대 접촉압력은 거의 차이가 나지 않았다. 해석 시간은 축의 요소 크기 20 mm 가 가장 짧았기 때문에 이를 기준으로 해석하였다.

3. 차륜-레일 접촉해석 결과

3.1 직선선로 해석 결과

차륜-레일 접촉해석은 철도차량이 직선선로를 주행할 경우의 답면접촉과 곡선선로 주행할 경우의 플랜지 접촉 두 가지 경우의 유한요소해석 결과를 비교하였다. 먼저 직선선로에서 레일 두부(head)와 차륜 답면(thread)이 접촉할 때 차륜 표면에서 발생하는 접촉 압력 분포의 해석결과는 Fig. 3 과 같다.

Fig. 3에서 Wheel(only) 해석모델과 Wheel+Axle(S) 해석모델, Wheel+Axle(B) 해석모델 모두 한 포인트에서 접촉(1점 접촉)이 발생 하였으며, 접촉압력의 분포 및 최대 접촉압력의 크기가 거의 유사하였다.

Table 3과 같이 답면 접촉 시 최대 접촉압력의 크기는 Wheel+Axle(S) 해석모델을 기준으로 Wheel(only) 해석모델이 약 3%가 더 크고, Wheel+Axle(B) 해석모델은 약 2%가 더 크다. Table 4와 같이 접촉면적은 Wheel(only) 해석모델과 Wheel+Axle(S) 해석모델, Wheel+Axle(B) 해석모델 모두 거의 동일하였다.

Table 5와 같이 해석시간은 Wheel+Axle(S) 해석 모델을 기준으로 Wheel(only) 해석모델이 약 58% 짧게 소요되었고, Wheel+Axle(B) 해석모델은 약 41% 짧게 소요되었다. Wheel(only) 해석모델의 경우 차륜과 레일이 외측 레일 한쪽만 모델링 하였고 차축의 모델링이 없기 때문에 해석시간의 비교가 의미가 없다. 제안한 Wheel+Axle(B) 해석모델은 기존 해석모델과 비교하여 해석결과는 유사하며, 해석시간은 약 40% 이상 크게 감소함을 알 수 있다.

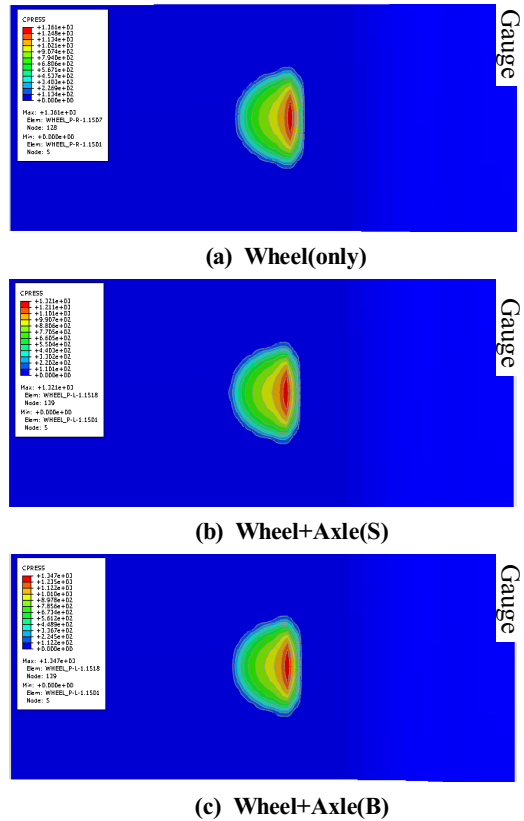


Fig. 3 Contact pressure distributions on wheel contact surface of a high rail (tread contact)

Table 3 Maximum contact pressures on Wheel of a high rail (tread contact)

Analysis model	Maximum contact pressure (MPa)
Wheel(only)	1361.2
Wheel+Axle(S)	1320.9
Wheel+Axle(B)	1346.8

Table 4 Contact areas on wheel of a high rail (tread contact)

Analysis model	Contact area (mm ²)
Wheel(only)	100.7
Wheel+Axle(S)	100.7
Wheel+Axle(B)	100.7

Table 5 Elapsed times for contact analysis (tread contact)

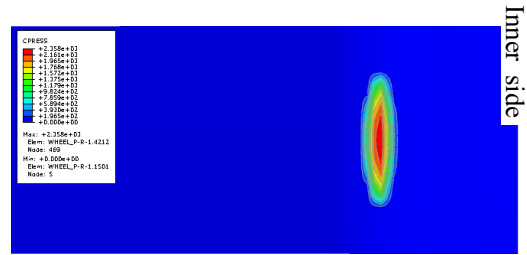
Analysis model	Elapsed time (sec)
Wheel(only)	1918.4
Wheel+Axle(S)	4596.8
Wheel+Axle(B)	2731.2

3.2 곡선선로 해석 결과

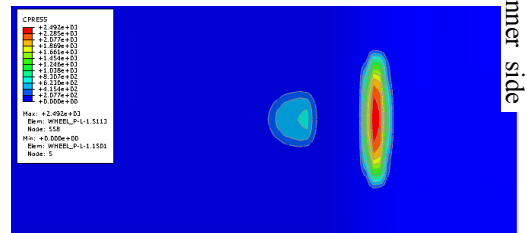
곡선선로 조건에서 해석한 결과 Wheel(only) 해석모델(Fig. 4 (a))은 레일 게이지와 차륜 플랜지에서 1점 접촉이 발생하였다. 반면, Wheel+Axle(S) 해석모델(Fig. 4 (b))과 Wheel+Axle(B) 해석모델(Fig. 4 (c))은 차륜 플랜지와 답면이 동시에 접촉하는 2점 접촉이 발생하였다. 최대 접촉압력의 위치는 차륜 중심에서 플랜지 방향으로 Wheel(only) 해석모델은 약 9.0 mm 위치이고, Wheel+Axle(S) 및 Wheel+Axle(B) 해석모델은 약 8.1 mm 위치이다. 철도차량 진행방향으로의 접촉 위치는 3가지 경우 모두 거의 동일하였다.

Table 6과 같이 플랜지 접촉 시 최대 접촉압력의 크기는 Wheel +Axle(S) 해석모델을 기준으로 Wheel(only) 해석모델이 약 5%가 더 작고, Wheel+Axle(B) 해석모델은 약 1%가 더 크다. 접촉 면적은 Wheel+Axle(S) 해석모델보다 Wheel(only) 해석모델이 약 44%가 더 작았고, Wheel+Axle(B) 해석모델은 약 6%가 더 작았다. Table 7의 해석시간은 Wheel+Axle(S) 해석모델보다 Wheel(only) 해석모델이 약 49% 더 짧았고, Wheel+Axle(B) 해석모델은 약 13% 더 짧았다.

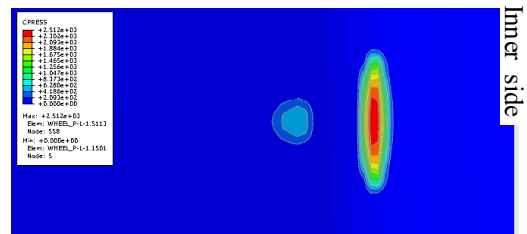
이상의 해석결과와 같이 차축을 모델링 한 Wheel+Axle(S) 및 Wheel+Axle(B) 해석모델의 경우 모두 2점접촉이 일어났지만, 차축을 적용하지 않은 Wheel(only) 해석모델의 경우는 1점 접촉이 발생하였다. 이것은 차축의 변형이 접촉위치와 접촉압력의 크기에 영향을 미친 것으로 차륜-레일 접촉 해석 시 차축의 변형이 중요한 역할을 한다는 것을 확인할 수 있었다.



(a) Wheel(only)



(b) Wheel+Axle(S)



(c) Wheel+Axle(B)

Fig. 4 Contact pressure distributions on wheel contact surface of a high rail (flange contact)

Table 6 Maximum contact pressures on wheel of a high rail (flange contact)

Analysis model	Maximum contact pressure (MPa)
Wheel(only)	2357.8
Wheel+Axle(S)	2492.2
Wheel+Axle(B)	2511.8

Table 7 Elapsed times for contact analysis (flange contact)

Analysis model	Elapsed time (sec)
Wheel(only)	2834.1
Wheel+Axle(S)	5607.9
Wheel+Axle(B)	4895.1

또한, 차축을 빔 요소로 적용한 제안 Wheel+Axle(B) 해석모델의 경우 솔리드 요소로 적용한 Wheel+Axle(S) 해석모델과 접촉위치, 접촉압력 분포, 최대 접촉압력의 크기 등에 큰 차이가 없었다. 그리고 빔 요소를 적용한 Wheel+Axle(B) 해석 모델이 솔리드 요소로 적용한 Wheel+Axle(S) 해석 모델 보다 해석 시간이 짧아지는 것을 확인할 수 있었으며, 해석의 정확도와 해석시간을 고려할 때 제안한 해석모델의 유용함을 확인 할 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 차축의 변형을 고려한 차륜-레일 접촉해석 모델을 제시하였다. 차륜, 레일은 3차원 요소로 모델링하고 차축은 1차원 요소로 모델링하여 요소-커플링 모델을 구축하였다. 직선부와 곡선부의 접촉 특성을 해석하였고, 제안한 해석 모델과 기존 모델을 비교하였다.

해석결과 차축의 변형이 접촉위치와 접촉압력 크기에 영향을 미치므로 차륜-레일의 정확한 접촉 위치와 접촉응력은 차축의 변형을 고려한 3차원 해석을 수행하여야 함을 확인하였다. 또한 차축의 변형을 고려한 차륜-레일 접촉해석 시, 해석의 정확도와 해석시간을 고려할 때 차축을 빔 요소로 모델링 하는 요소-커플링 모델이 해석시간 및 비용을 감소시킬 수 있으므로, 마모해석 또는 형상 최적화와 같은 반복적인 접촉해석에 유용할 것으로 판단된다.

후 기

“This research was supported by a grant from R&D Program of the Korea Railroad Research Institute, Republic of Korea.”

REFERENCES

- Lewis, R. and Olofsson, U., Wheel-Rail Interface Handbook, CRC Press, Oxford, 2009.
- Jun, H. K., Lee, D. H., Seo, J. W. and Kwon, S. J., “Status of the art on research of fatigue damage in Wheel-rail rolling contact,” Journal of the Korean society for railway, Vol. 11, No. 4, pp. 35-41, 2008.
- Bosso, N., Spiryagin, M., Gugliotta, A. and Somà, A., “Review of Wheel-Rail Contact Models,” In: Mechatronic Modeling of Real-Time Wheel-Rail Contact. Springer, Berlin, Heidelberg, 2013.
- Choi, H. Y., Lee, D. H., You, W. H. and Lee, J. S., “Wheel-Rail Contact Analysis considering the Deformation of Wheel and Axle”, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 27, No. 8, pp. 20-27, 2010.
- Arslan, M. A. and Kayabaş, O., “3-D rail-Wheel contact analysis using FEA,” Adv. Eng. Software, Vol. 45, pp. 325-331, 2012.
- Vo, K. D., Zhu, H. T., Tieu, A. K. and Kosasih, P. B., “FE method to predict damage formation on curved track for various worn status of Wheel/rail profiles,” Wear, Vol. 322-323, pp. 61-75, 2015.
- Choi, K. S., Park, J. H., Park, J. H., "A Structural Analysis by Finite Element Method under the Dropping Condition of Standardized IP-2 Metal Container for Decommissioning Radwaste Transportation", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 35-40, 2015.
- Ryu, J. M., Park, K. C., Kang, T. H., "A Study on the Structural Design for Safety Improvement of the Winch Mount of an Armored Recovery Vehicle", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 16, No. 1, pp. 58-62, 2017.
- Yoo, D. S., "A Study on Optimization for Static Characteristics Analysis of Gantry-Type Machining Centers", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 122~128, 2015.
- AEA TECHNOLOGY Rail, VAMPIRE User Manual, 2001.
- ABAQUS, ABAQUS Analysis user's manual, Dassault Systemes Simulia, Inc., 2010.
- Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., Theory of Elasticity, McGraw-Hill, p. 414, 1970.