

한국형 고속철도차량의 차륜/레일 작용력 측정 및 주행안전성 평가

함영삼*(한국철도기술연구원), 오택열(경희대학교), 백영남(경희대학교)

Evaluation of running safety and measuring wheel/rail force for korean high speed railway vehicle

Y. S. Ham(KRRI), T. Y. Oh(KHU), Y. N. Paik(KHU)

ABSTRACT

The railroad is a means of large transportation which has many talents such as a safety and a regularity. That is a results from various confidential performance tests and evaluations of the system. The railroad system consist of various subsystems - vehicle, power supply, signal, communications, track structures, operations, etc. Among them, as an item of safety evaluation there is a measurement of wheel/rail force, so called a measurement of derailment coefficient. This is a very important item because a derailment of a train will bring about a big accident. Especially it is more important in high speed rail of which operation speed is over two times as fast as existing rail. In this paper, it is introduced to preprocess the wheelset for measuring wheel/rail force of high speed rail, such as to treat a measuring wheelset, its finite element analysis, adhesion of strain gauges and static load test, running test result of main line.

Key Words : Derailment coefficient (탈선계수), Wheel unloading (윤중감소), Lateral force (횡압), Running Safety (주행안전성)

1. 서론

철도는 대량운송수단으로써 안전성, 정시성이 뛰어난 교통수단이며 이러한 장점은 시스템의 시험평가로부터 얻어진 신뢰성의 결과이다. 철도시스템은 차량, 전력공급, 신호, 통신, 선로구축물, 운영 등 다양한 시스템으로 구성되며, 이를 구성하는 부품, 조립품, 하부시스템, 전체시스템에 대한 시험평가는 필수적이다. 이 중 철도차량의 주행안전성을 평가하는 주요 시험항목의 하나로 차륜과 궤도 사이의 작용력을 들 수 있는데, 이는 작용력으로 탈선을 예측하고 탈선이 철도차량의 주행안전성의 핵심 요인으로서 대형사고로 직결되기 때문이다. 특히 고속철도차량의 경우 기존 철도차량에 비해 2배 이상의 고속으로 주행하기 때문에 주행안전성의 확보 측면에서 탈선계수의 측정은 다른 어떤 항목보다 중요하다고 할 수 있다. 또한 고속주행에 따른 열차하중(윤중, 횡압)의 증가로 궤도를 구성하는 레일과 침목 등의 궤도

부재가 손상되거나 파괴되기도 하고 궤도틀림이 급격히 성장할 가능성이 높아지므로 주행안전성과 더불어 궤도의 유지보수 측면에서도 차륜과 궤도 사이의 작용력을 확인할 필요성이 있다. 본 연구에서는 고속철도차량의 차륜/레일 작용력 측정을 위한 측정용 윤축의 제작과정으로서 윤축의 구조해석과 정하중시험, 그리고 본선주행시험결과 등에 대하여 기술하고자 한다.

2. 측정용 윤축

2.1 윤축가공

고속전철 동력차의 차륜은 플레이트 부위가 곡면이기 때문에 수직하중과 수평하중간 상호간섭이 발생하므로 이에 대한 보정이 필요하다. 이러한 차륜에 수직하중을 측정하기 위한 게이지 부착공간으로 지름이 60mm인 구멍을 차륜중심으로부터 $\Phi 538\text{mm}$ 위치에 90°간격으로 4개를 윤축 양쪽이 좌우대칭이

되도록 가공하였다.

2.2 구조해석

정하중 시험에 앞서 Strain gauge의 부착위치를 선정하기 위해 윤축의 구조해석을 수행하였다. 측정 차륜은 수직하중과 수평하중을 동시에 측정하므로 한 방향의 힘이 가해질 경우 다른 방향의 힘을 감지하는 게이지에서도 하중값이 출력되는데 이때 발생하는 오차를 상호간섭오차라 한다. 측정용 윤축에 윤중 및 횡압 측정용 게이지를 부착할 때에는 상호간섭이 가장 작은 위치를 찾아야 하는데 본 구조해석을 통하여 최적의 위치를 선정하였다.

2.2.1 Modeling

윤축 자체가 비대칭형이므로 전체를 모델링 하였다. 32760개의 결점과 25488개의 8결점 Solid 요소를 사용하였고, 해석 Software는 NISA II version 8.0을 이용하였다. 해석에 이용된 물성치와 윤축의 유한요소모델을 각각 Table 1과 Fig. 1에 나타내었다.

Table 1 Mechanical property of materials

Material	Elastic modulus (kg/mm ²)	Poisson's ratio	Remarks
STEEL R7 UIC812-3	2.1×10 ⁴	0.3	

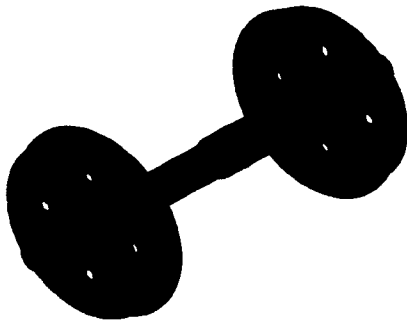


Fig. 1 FEM model of wheelset

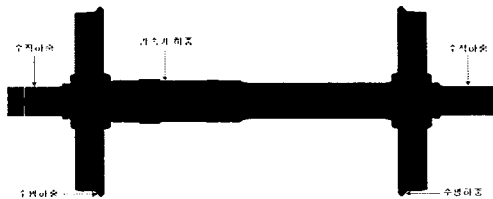


Fig. 2 Load condition

2.2.2 하중 및 경계조건

◆ 수직하중

감속기의 무게중심 위치에 감속기의 하중을 부여하였고, 레일과 접촉하는 차륜의 답면에 수직방향의 변위를 구속하였다. 수직하중은 최대하중을 20 ton으로 가정하고 좌우 축상의 중심에 각각 10 ton씩 부가하였다.

◆ 수평하중

수직하중의 경우와 마찬가지로 감속기의 하중을 부여하였고, 좌우 축상의 베어링 장착부위에 수직방향의 변위를 구속하였다. 수평하중은 횡압 작용시 좌우 차륜의 플랜지와 레일이 접촉하는 부위에 차륜 바깥쪽에서 안쪽방향으로 각각 5 ton씩 부가하였다. 하중조건별 하중의 위치를 Fig. 2에 나타내었다.

2.2.3 해석 결과

차륜의 기하학적인 형상으로 수직과 수평하중의 상호간섭이 발생할 수 있으므로 해석결과로부터 간섭이 최소인 부위를 선정하였고 그 위치와 응력분포를 Fig. 3~8에 나타내었다. 수직하중이 작용하였을 때 차륜 전체의 σ_{zz} 분포를 보면 차륜의 곡면이 시작되는 부위의 내외측에서 각각 최대 인장응력(3.651 kg/mm²)과 최대 압축응력(-5.549 kg/mm²)이 발생하였고, 수평하중이 작용하였을 때의 σ_{zz} 분포를 보면 수직하중의 경우에서와 마찬가지로 차륜의 곡면이 시작되는 부위의 내외측에서 각각 최대 인장응력(9.510 kg/mm²)과 최대 압축응력(-8.833 kg/mm²)이 발생하였다.

Fig. 3은 수직하중 작용시 Hole 주위의 σ_{zz} 분포와 Gauge 부착위치를 나타내고 있다. Hole의 중심에서 차륜의 두께에 따라 -4.245 kg/mm²에서 -1.969 kg/mm²까지 변화하고 있으며, 중앙부위에서는 약 -3.614 kg/mm²의 응력이 발생하였다. Fig. 4는 수평하중 작용시 Hole 주위의 σ_{zz} 분포와 Gauge 부착위치를 나타내고 있다. Hole의 중심에서 차륜의 두께에 따라 -8.311 kg/mm²에서 7.203 kg/mm²까지 변화하고 있으며, 중앙부위에서는 약 1.074 kg/mm²의 응력이 발생하였다. 따라서 윤중 측정용 Gauge의 부착위치는 수직하중 작용시 최대응력이 발생하면서, 수평하중 작용시에는 최소응력이 발생하는 곳으로서 대략 Hole의 중앙부위가 이에 해당되는 것을 알 수 있다. Fig. 5는 수직하중이 작용하였을 때, 차륜 외측의 σ_{yy} 분포와 Gauge 부착위치를 나타내고 있다. 곡면이 시작되는 부위에서 -0.377 ~ -0.443 kg/mm²의 응력분포를 보였다. Fig. 6은 수평하중 작용시 차륜 외측의 σ_{yy} 분포와 Gauge 부착위치를 나타내고 있으며, 곡면이 시작되는 부위에서 0.199 ~ 0.428 kg/mm²의 응력분포를 보였다. Fig. 7은 수직하중이 작용하였을 때, 차륜 내측의 σ_{yy} 분포와 Gauge 부착위치를 나타내고 있다. 외측의 경우보다 차륜의 중심쪽으로 좀 더 가까운 곳에서 작은

응력이 발생하였으며, 0.151 ~ 0.334 kg/mm²의 분포를 보였다. Fig. 8은 수평하중 작용시 차륜 내측의 σ_{yy} 분포와 Gauge 부착위치를 나타내고 있으며, -0.771 ~ -0.534 kg/mm²의 응력분포를 보였다.

횡압 측정용 Gauge의 취부위치는 수직하중 작용시 최소의 σ_{yy} 가 발생하고 수평하중 작용시 최대의 σ_{yy} 가 발생하는 위치로서 차륜의 기하학적인 형상으로 인해 간섭이 발생하므로 최소간섭 발생위치를 선택하여야 한다. 이러한 조건에 가장 부합하는 위치는 Fig. 5 ~ 8에 나타낸 곳으로 각각 수직하중과 수평하중에 따른 발생응력의 간섭이 상대적으로 작은 위치이다.

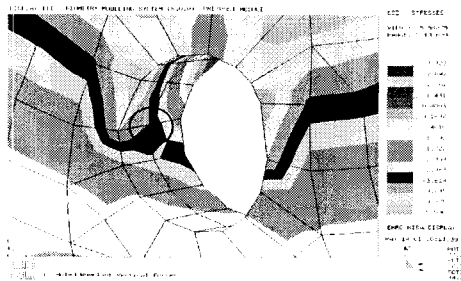


Fig. 3 Stress distribution σ_{zz} of vertical load gauge when vertical force

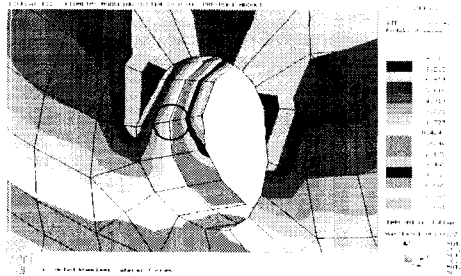


Fig. 4 Stress distribution σ_{zz} of vertical load gauge when lateral force

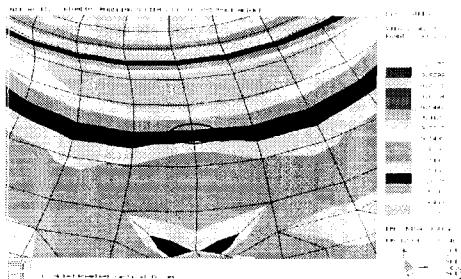


Fig. 5 Stress distribution σ_{yy} of outside lateral load gauge when vertical force

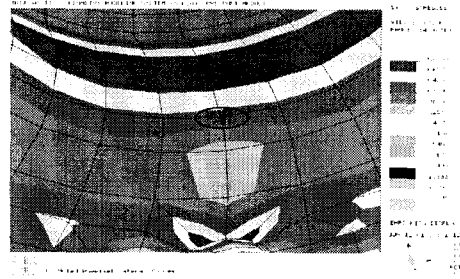


Fig. 6 Stress distribution σ_{yy} of outside lateral load gauge when lateral force

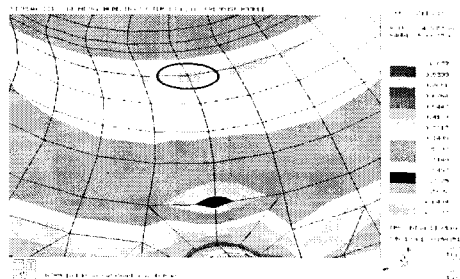


Fig. 7 Stress distribution σ_{yy} of inside lateral load gauge when vertical force

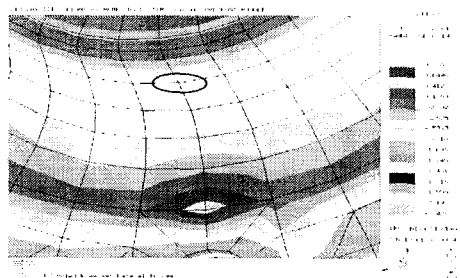


Fig. 8 Stress distribution σ_{yy} of inside lateral load gauge when lateral force

2.3 정하중 시험

실제로 측정용 윤축에서 윤중과 횡압의 상호간섭이 최소인 위치를 선정하기 위해 해석 결과를 토대로 선정한 위치에 응력집중 측정용 Strain gauge를 부착하고 정하중 시험을 실시하였다. 수직하중 20ton과 수평하중 5ton을 각각 부과하여 상호간섭을 측정하였으며 모든 Gauge들에서 하중이 증가함에 따라 선형적으로 변형량이 증가하는 것을 볼 수 있었다.

수직방향 응력집중 측정용(P) Gauge의 경우 수직하중 작용시에 변형률은 외측에서 멀어질수록 증가하였으며 수평하중 작용시에는 중간지점에서 압축과

인장이 교차되는 것을 알 수 있었다. 따라서 간섭량이 0인 지점은 좌우 차륜 모두 외측에서 내측으로 13.9mm 떨어진 지점으로 확인되었고 수평방향 응력 집중 측정용(Q) Gauge의 경우 간섭량 증가에 비해 감도 증가율이 큰 지점을 선택하여 외측은 Hub 끝단에서 74mm, 내측은 164mm 떨어진 지점으로 선정하였다. Fig. 10과 11에 각각 수직방향 응력집중 측정용 Gauge와 내측 수평방향 응력집중 측정용 Gauge의 정하중 시험 결과를 나타내었다.

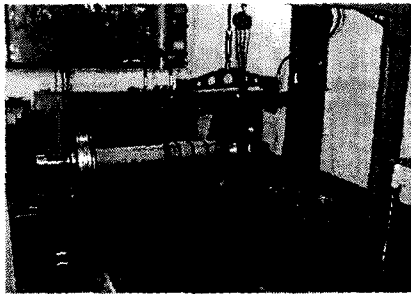


Fig. 9 Static load test

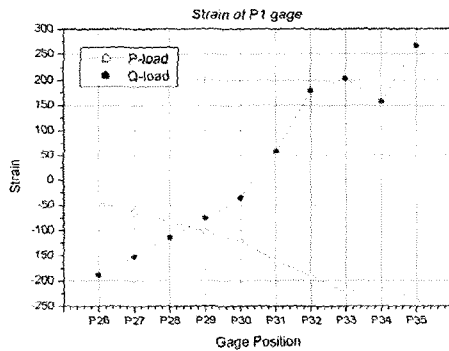


Fig. 10 Strain and gauge position of P1 gauge

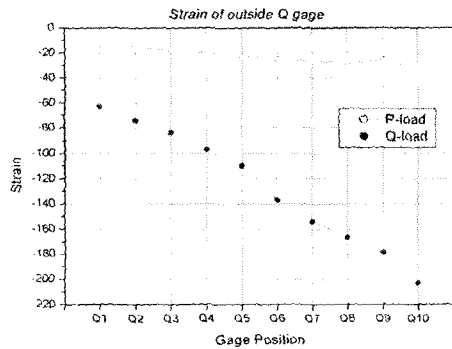


Fig. 11 Strain and gauge position of Q gauge

2.4 Strain gauge 부착 및 배선

일반적으로 사용되고 있는 윤중과 횡압의 측정방법에는 간헐법과 연속법의 2종류 측정방법이 있다. 간헐법은 차륜 1회전에 하나의 사인파형을 얻는 방법이고, 연속법은 연속적으로 출력이 얻어지는 방법인데, 여기에서는 간헐법으로 차륜/궤도의 작용력을 측정하고자 한다.

앞서 구조해석과 응력집중 측정용 Gauge를 이용해서 선정된 위치에 실차시험에 사용될 항자성용 단축 Strain gauge를 부착하고 윤중과 횡압 측정을 위한 Bridge 회로를 구성하였다. 윤중을 측정하기 위해서는 각각 대각선으로 마주보는 2개의 구멍에 부착된 4개의 Gauge를 연결하여 P1, P2의 Bridge를 구성하였으며, P1과 P2의 출력신호는 90°의 위상차를 가지고 발생하도록 하였다. 횡압을 측정하기 위한 결선은 각각 대각선으로 마주보는 4개의 내·외측 Gauge를 연결하여 Q1, Q2의 Bridge를 구성하였다. Fig. 12는 응력집중 측정용 Gauge를 이용하여 최종 선정된 위치에 항자성용 Strain gauge를 부착하고 Bridge 회로를 구성한 후의 차륜을 나타내고 있다.

2.5 교정값 산출

최종적으로 부착된 Gauge의 이상유무를 확인하고 실차시험 결과에 적용할 교정값을 구하기 위해 4개의 구멍위치에서 각각 수직·수평 정하중 시험을 실시하여 하중과 변형률의 관계를 유추하고 선형성을 검토하였다. 차륜면에 90°의 간격으로 있는 4개의 구멍위치에서 각각 수직·수평하중을 부가하였을 때 하중에 대한 변형률의 변화가 선형적으로 나타나야 하며 그렇지 않다면 Gauge의 부착상태나 절연상태가 불량하다고 볼 수 있다. 교정 결과, 모든 위치에서 하중과 변형률의 관계가 선형적으로 나타나 이상이 없음을 확인할 수 있었고 정상적으로 교정값을 산출하였다.

여기서 산출한 교정값은 구하고자 하는 윤중 P와 횡압 Q를 계산할 때, 주행중에 발생하는 출력량과의 관계식에서 함수로 사용되어진다.

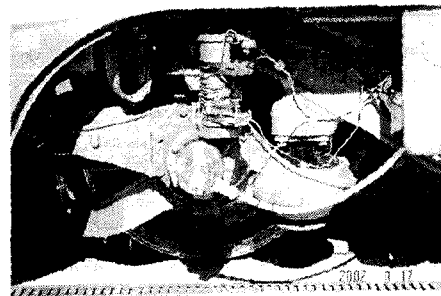


Fig. 12 Slip ring to axle of prototype vehicle

3. 본선주행시험

측정용 윤축은 편성열차의 최전부에 투입하여 Fig. 12와 같이 슬립링을 장착하였으며, 서울방면으로 진행할 때 Lead축이 되고 부산방면으로 진행할 때에는 Trail축이 되기 때문에, 주행중 궤도나 차량의 특성에 의한 영향이 보다 크게 발생하는 전부 축으로 주행할 때에만 데이터를 측정하고 분석하였다.

주행거리에 따른 좌우차륜의 측정데이터는 Fig. 13~16과 같고, Fig. 17~18은 탈선계수를 분석한 결과이며, Fig. 19~20은 횡압허용한도를 분석한 결과이다. 윤중감소율을 분석할 때 정적인 윤중의 기준은 PL=8.47톤, PR=7.83톤으로 하였다.

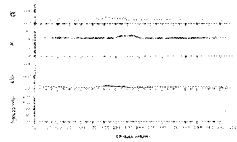


Fig. 13 Measured data of left wheel

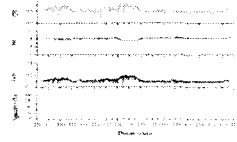


Fig. 14 Measured data of right wheel

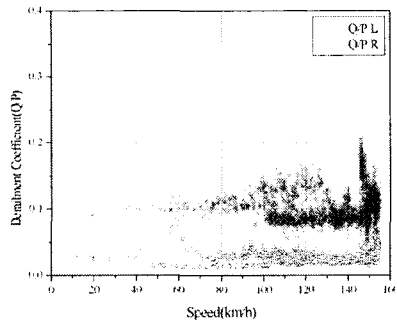


Fig. 15 Speed and derailment coefficient

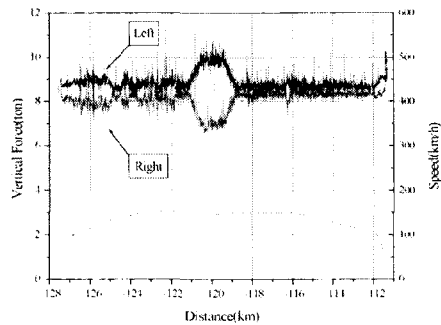


Fig. 16 Speed and vertical force

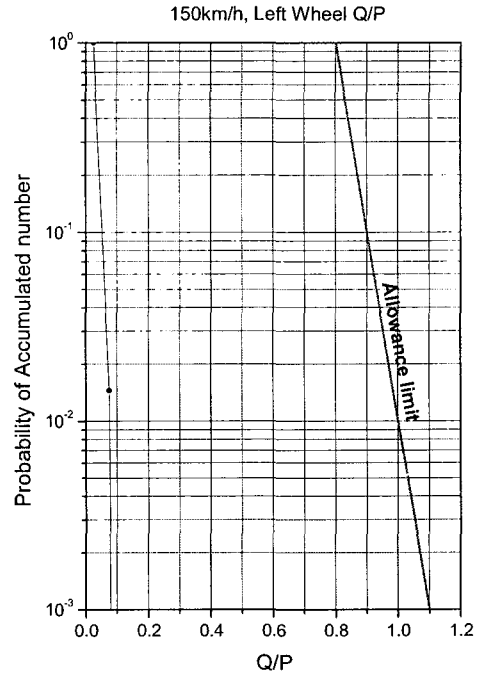


Fig. 17 Derailment coefficient of left wheel

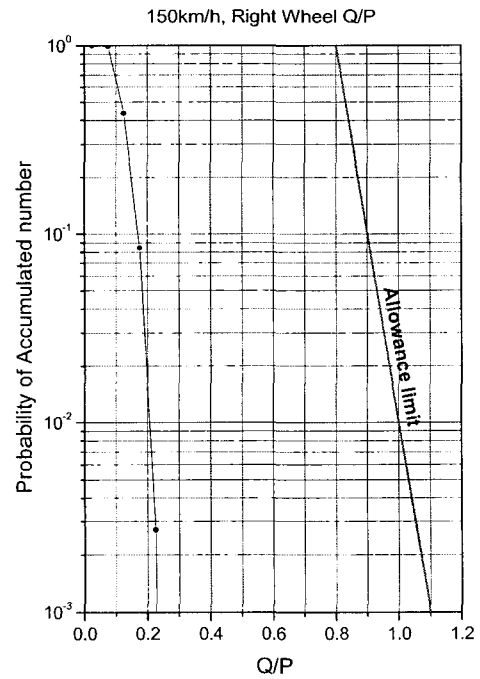


Fig. 18 Derailment coefficient of right wheel

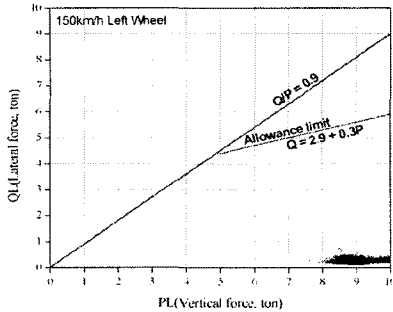


Fig. 19 Lateral force of left wheel

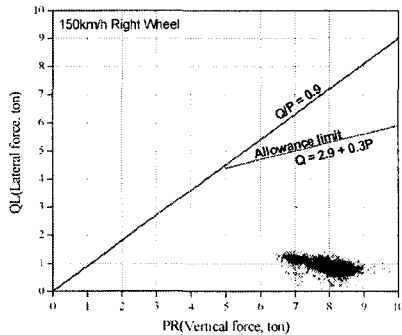


Fig. 20 Lateral force of right wheel

4. 결론

지금까지 차륜과 레일 사이에서 발생하는 작용력을 측정하여 주행안전성을 평가한 결과는 다음과 같다.

- 1) 속도와 탈선계수는 비례하지 않았으며 150 km/h 근처에서 탈선계수가 다소 증가하는 경향을 보였으나 빈도누적확률로 평가할 때 충분히 안전하였다.
- 2) 좌우차륜의 수직하중은 약간의 차이를 나타내었고 7000R의 곡선구간에서 우측차륜의 하중이 감소할 때 좌측차륜의 하중이 증가하는 것을 볼 수 있었다.
- 3) 윤중감소율은 50% 미만을 안전한도로 설정하고 있는데, 좌우차륜 모두 10% 미만이었다.
- 4) 횡압은 좌측차륜이 1톤 미만, 우측차륜이 2톤 미만으로 Q/P의 한도로 매우 안전하였다.

후기

본 연구는 G7선도기술개발사업으로 수행된 고속전철기술개발사업 연구결과의 일부입니다.

참고문헌

1. 함영삼 외, "한국형 Swing Motion Bogie 개발을 위한 적용방안 연구", 한국철도기술연구원 보고서, 2002
2. 함영삼 외, "기존 철도차량의 운용하중이력 분석", 한국철도기술연구원 보고서, 1998
3. 김청균 외, "고속전철용 레일-휠 접촉에서 응력분포에 관한 유한요소해석", 한국운철학회지, Vol. 13, No. 3, pp.93-101, 1997
4. 염영하, "철도차량부하응력해석의 원리와 응용", ROTECO, 1981
5. T. Telliskivi etc., "Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method", Proc Instn. Mech. Engrs., Vol. 215, Part F, pp.65-72, 2001
6. T. Fujioka etc., "A study on measuring rail/wheel contact points of running railway vehicles", ASME/IEEE Joint Railroad Conference, pp.151-156, 1999
7. J. Feldmann etc., "Experimental investigations on the behavior of a point fixed in a wheel or rail structure compared with a point fixed relative to the contact zone", Applied Acoustics, Vol. 51, No. 4, pp.353-368, 1997
8. Hiroaki ISHIDA etc., "Continuous Method of measuring Forces between Wheel & Rail and Derailment Quotients", Proceedings of the International Conference on Speedup Tech. for Railway and Maglev vehicles, pp.350~354, 1993