

준고속 열차 대차의 Stabilizer 주행성능 분석

The Dynamic Performance Analysis of Bogie Stabilizer

김남포†
Kim, Nam-Po

김석원*
Kim, Seog-Won

ABSTRACT

The sophisticated technologies, ensuring both stability and curving performance, are required for the medium high speed train running on conventional railway line where tangent and curved section mixed together. We can hardly meet the both requirements conflicting each other with the conventional type of bogie. Effective solution is to apply stabilizing mechanism for the bogie design, which increase hunting stability or dynamically critical speed while maintaining curving performance. In this research the numerical analysis by means of multi-body dynamic simulation S/W, experiments by using roller test rig and main line running test have been comprehensively performed for the 200km/h Korean Tilting Train with newly developed stabilizer. The paper proposes the effectiveness of stabilizer and its usefulness based on the results of analyses.

1. 서 론

많은 곡선부가 혼재된 기존철도 노선에서의 200 km/h급 준고속 운행을 위해서는 직선궤도에서의 고속 주행안정성과 원활한 곡선추종 성능의 동반 확보를 위한 매우 정교한 기술을 필요로 한다. 일반적인 대차 기술로는 서로 이율배반적인 두 성능을 동시에 확보하는 데 한계가 있으며, 이에 대한 해법으로 조향(steering)장치가 제시되고 있다. 국외에서는 이와 같은 조향장치의 적용 사례가 많으나, 국내에서는 200km/h급 준고속 한국형 틸팅열차 기술개발 사업에서 처음으로 개발되어졌다. 본 사업에서 개발된 대차장치는 차축과 대차프레임간의 강성을 유연하게 설계하여 곡선 추종성능을 향상시키고, 반대급부로 저하되는 고속 주행안정성을 끌어올리기 위해 차축 간을 기구적으로 연결하여 불안정한 사행동을 억제시키는 장치를 부가하였는데, 그 기능이 조향보다는 안정화에 있기 때문에 stabilizer라고 부른다. 본 논문은 이 R&D 사업에서 개발되어진 고유 모델의 stabilizer 장착 대차장치의 수치 해석을 통한 효과 분석과, 주행시험대(Roller rig) 실험을 통한 임계속도의 변화, 본선 시운전 시험을 통해 그 동역학적 주행성능과 특성을 분석하는 것이다.

2. Stabilizer 특성 및 원리

대차의 1차 현가장치는 평면상에서 전단 스프링 강성(K_s)과 벤딩 강성(K_b)이라는 일반화된 변수로 표현될 수 있다[1]. 대차 내 두 차축간의 상대 횡변위에 대한 강성을 K_s 라 하며, 두 차축 간의 상대요(yaw)변위에 대한 강성을 K_b 라 하며, 재래식 대차의 경우 그림 1과 같이 K_b 와 K_s 로 등가 모델화

† 책임저자 : 정회원, 한국철도기술연구원, 주행추진연구실, 실장
E-mail : npkim@krti.re.kr
TEL : (031)460-5665 FAX : (031)460-5299
* 정회원, 주행추진연구실, 책임연구원

할 수 있다. K_s 는 주행안정성의 척도인 임계속도에 큰 영향을 주며, K_b 는 주로 곡선에서의 공격각을 결정지우는 요소로 곡선 추종성에 큰 영향을 준다. 채래식 현가장치 배열에서는, K_b 와 K_s 는 독립적이지 못하다. 즉 K_b 를 감소시키면 K_s 도 따라서 저하된다. 이는 곡선추종성을 향상시키면 직선부의 주행안정성이 저하된다는 것이다. 이 두 성능의 이율배반을 해결하기 위해 방법이 Scheffel이 제안한 바와 같이 대차후레임 만으로 연결되던 두 차축 간을 다양한 방법에 의해 직접 연결하는 것으로, 이렇게 하면 K_b 와 K_s 간에 독립변수가 파생되어 설계자가 원하는 방향으로 곡선추종성과 임계속도를 설정할 수 있게 된다.

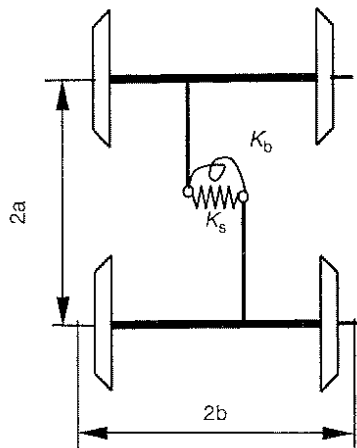


그림 1. 1차 현가장치의 등가모델

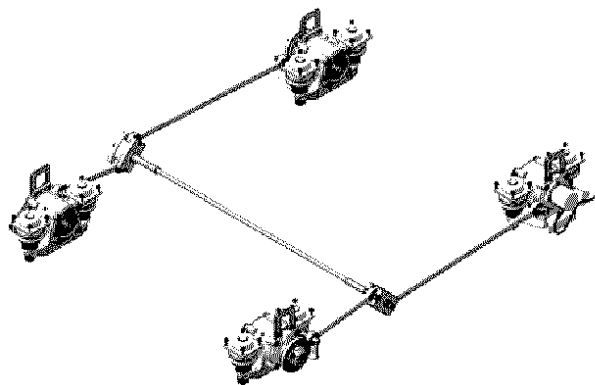


그림 2. 틸팅열차의 Stabilizer

200km/h의 준고속 틸팅열차에는 고속 주행안정성과 고도의 곡선추종성이 요구되는 데, 이에 본 연구에서는 그림 2와 같이 좌우 엇갈리게 배치된 Z형 링크로 차축간을 연결하여 K_b 는 그대로 유지하면서 K_s 만을 증가시키는 Stabilizer를 개발 적용하였다.

3. 선형 안정성 해석

차량을 동역학적 수치해석 모델로 변환하는 데 있어, 해석의 목적에 맞도록 단순화하고 가정을 하였다. 차량 간 구조적 특성 상 차량과 차량 간에는 상하, 좌우 및 롤 등의 동역학적 힘의 전달이 크지 않기 때문에, 1량만을 분리하여 모델링 하였다. 또한 차체의 탄성진동은 임계속도에의 영향이 미미하기 때문에 고려하지 않고, 차체를 포함한 모든 질량요소를 강체로 간주하였다. 차륜과 레일의 접촉 크리이프 이론은 Kalker's linear creep law[2]를 적용하였다. 질량 요소는 차체 1개, 전·후위 대차 후레임 2개, 전·후위 틸팅 볼스타 2개, Stabilizer용 레버 4개, 윤축세트 4개로 총 13개로 잡았고, 각 질량 요소간을 적절한 현가장치 요소로서 모델링하였다. 그림 3은 틸팅열차의 다물체 동역학 모델을 보여주고 있다.

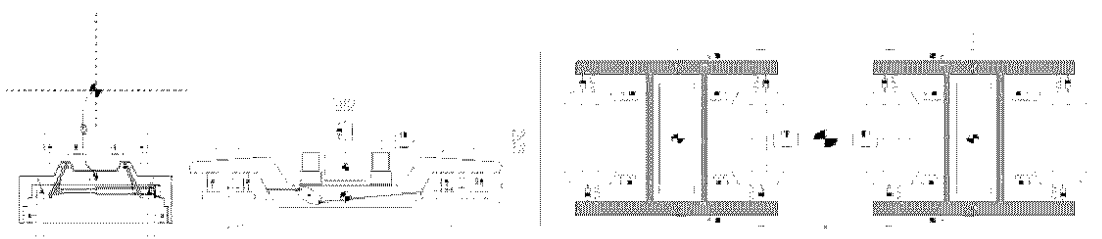


그림 3. 다물체 동역학 모델

주행 안정성이 상실되는 임계속도를 파악하기 위해, 속도를 증가시키며 VAMPIRE S/W를 이용하여 고유치 해석(Bigen value/ vector) 해석을 수행하였고, 그 결과가 그림 4에 나타나 있다. 유효구배의 초기치인 0.3을 기준으로 하였을 때, stabilizer가 장착된 차량의 경우 약 240 km/h에서 최소 감쇠모드(대차 요 모드)값이 음으로 변하며, 이때의 주파수는 약 6 Hz 정도로 나타났다. Stabilizer를 제거한 차량 모델의 경우에는 약 180 km/h에서 대차 요 모드의 감쇠가 음으로 변하며, 이때의 주파수도 대략 6 Hz 정도로 나타났다. 그림 4에 정상적인 상태의 해석 결과를, 그림 5에 stabilizer를 제거한 차량 모델의 해석결과를 보여주고 있다. 선형 해석상으로는 stabilizer 장착에 따라 임계속도가 180 km/h에서 240 km/h로 증가되며, 이 장치의 안정화 효과가 매우 큰 것으로 나타났다.

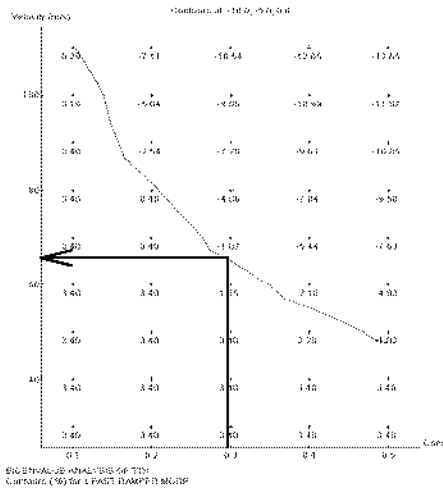


그림 4. stabilizer 장착 시 해석결과

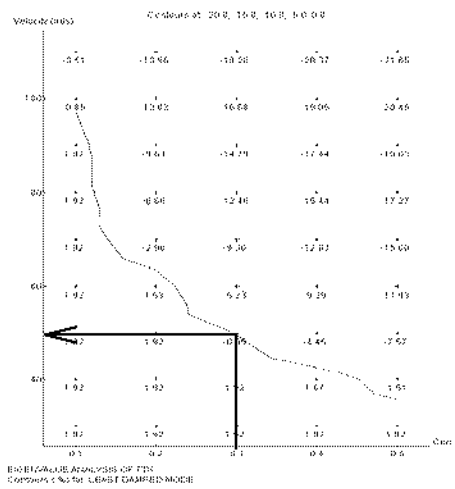


그림 5. stabilizer 제거 시 해석결과

4. 주행 시험대(Roller Rig) 시험결과 분석

주행 시험대는 실험실에서 차량이 실제 궤도를 주행하는 것과 유사한 환경을 재현하여 차량의 동특성을 시험 평가하기 위한 것으로, 본선에서 할 수 없는 주행안정성 시험을 통해 임계속도를 알아낼 수 있다는 장점이 있다. 본 연구에서의 주행시험대 시험은 Mcp 대차와 더미 차체를 대상으로 하였고, 전경이 그림 6에 나타나있다. 임계속도는 초기에 왜란을 부여 한 후 이를 제거한 상태에서 대차 횡진동의 수렴 여부로 파악한다. 그림 7은 stabilizer를 장착 한 상태에서의 시험 결과를 나타내며, 속도 240 km/h에서 횡 진동이 수렴되지 않고 지속됨을 알 수 있다. 그림 8은 stabilizer를 제거 한 상태에서의 시험 결과를 나타내며, 속도 200km/h에서 횡진동 수렴이 저하되기 시작해서 속도 220 km/h에서 횡 진동이 수렴되지 않고 지속됨을 알 수 있다. 따라서 주행시험대 실험을 통해 stabilizer가 장착된 경우 임계속도가 240 km/h이며, stabilizer를 제거한 경우 임계속도가 200 km/h에서 220 km/h 사이에 있음을 알 수 있었다

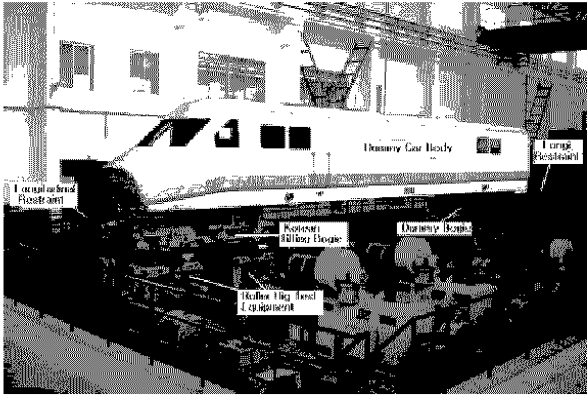


그림 6. 주행시험대 시험 전경

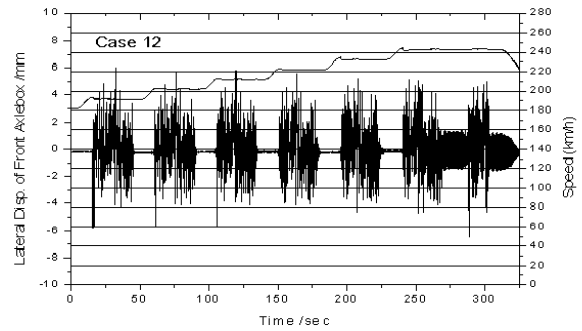


그림 7. stabilizer 장착상태 시험결과

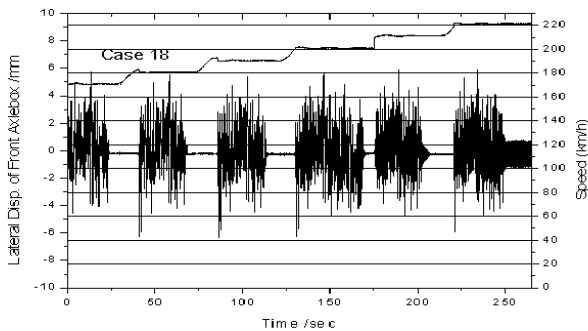


그림 8. stabilizer 제거상태 시험결과

차량의 안정성을 상실하는 임계속도와 더불어, 진동 특성을 파악하기 위해 임의의 궤도를림 조건으로 롤러를 가진 시키며 주행시험을 실시하였고 속도별 대차 횡방향 진동가속도의 FFT 결과가 그림 9와 그림 10에 나타났다.

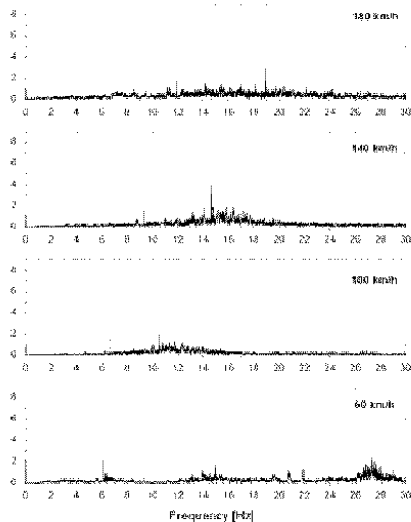


그림 9. stabilizer 장착조건

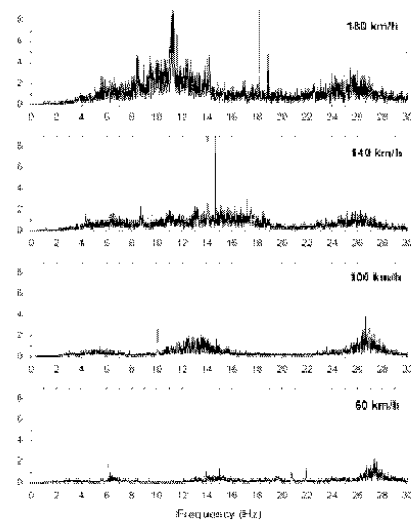


그림 10. stabilizer 제거조건

그림 9와 그림 10의 비교에서 보듯이 stabilizer의 효과가 저속에서는 없으나, 100 km/h 이상이 되면 대차의 횡진동이 점차 증가한다는 것을 알 수 있다. 여기에서 속도에 따라 선형적으로 변화하는 에너지가 밀집된 주파수 성분은 차륜 회전수에 비례하는 것으로 차륜과 롤러 표면 결함에 의한 것으로 판단된다.

5. 본선 시험운전 결과 분석

5.1 직선궤도 주행안정성 분석

호남선 감곡-신태인 구간에서 stabilizer를 장착한 정상 조건과 이를 분리해낸 두 조건으로 160 km/h의 주행속도로 비교시험을 실시하였다. 시험은 상행 및 하행 양방향에 대해 이루어 졌으며, 상행인 경우 측정대상 대차(Mcp2, B12)가 편성 최후미 대차가 되며 하행인 경우에는 편성 최선두 대차가 된다. 각운진동가속도의 UIC 518[3]의 안전성 기준에 의거 측정, 분석된 결과가 표 1과 표2에 나타나 있고, 이 대차 횡진동 가속도의 FFT 분석결과가 그림 11에서 그림 14에 나타나있다. 표에서 보듯이 stabilizer의 장착 효과가 하행방향 시험에서는 현저하였으나, 상행방향 시험의 경우 큰 차이가 없었다. 주파수 분석의 결과 stabilizer의 장착 유무에 따라 주파수 성분의 변화는 없으며, 16 Hz 부근의 두 번째 peak는 차륜 회전수에 상당하는 주파수 성분으로 차륜 찰상에 의한 것으로 분석된다.

표 1. stabilizer 장착조건 진동가속도 측정결과 (UIC 518 기준)

| 항목 | 허용 기준 | 측정 위치 | 측정 결과(상행) | 측정 결과(하행) |
|----------|------------------------|----------|-----------|-----------|
| 대차 횡가속도 | 10.12 m/s ² | B12 좌측 | 5.61 | 4.87 |
| | | B12 우측 | 5.82 | 4.12 |
| 차체 횡가속도 | 3.0 m/s ² | Mcp2 운전실 | 0.61 | 0.84 |
| 차체 상하가속도 | 3.0 m/s ² | Mcp2 운전실 | 1.50 | 1.41 |

표 2. stabilizer 제거조건 진동가속도 측정결과 (UIC 518 기준)

| 항목 | 허용 기준 | 측정 위치 | 측정 결과(상행) | 측정 결과(하행) |
|----------|------------------------|----------|-----------|-----------|
| 대차 횡가속도 | 10.12 m/s ² | B12 좌측 | 5.21 | 7.07 |
| | | B12 우측 | 5.53 | 5.90 |
| 차체 횡가속도 | 3.0 m/s ² | Mcp2 운전실 | 0.64 | 0.92 |
| 차체 상하가속도 | 3.0 m/s ² | Mcp2 운전실 | 1.57 | 1.36 |

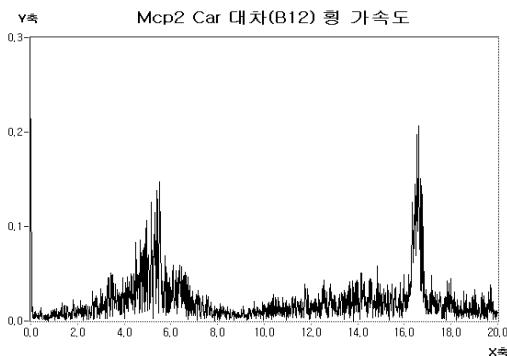


그림 11. stabilizer 장착조건 대차횡가속도 (하행, 선두대차)

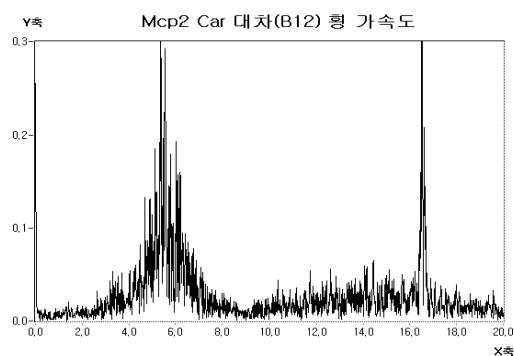


그림 12. stabilizer 제거조건 대차횡가속도 (하행, 선두대차)

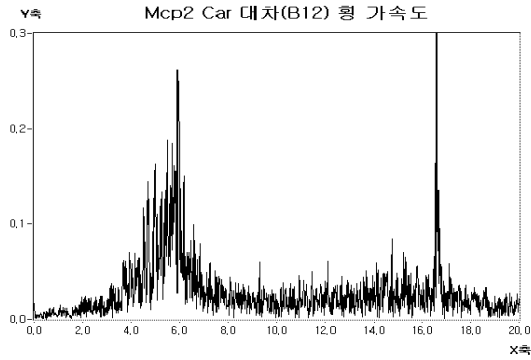


그림 13. stabilizer 장착조건 대차횡가속도 (상행, 후미대차)

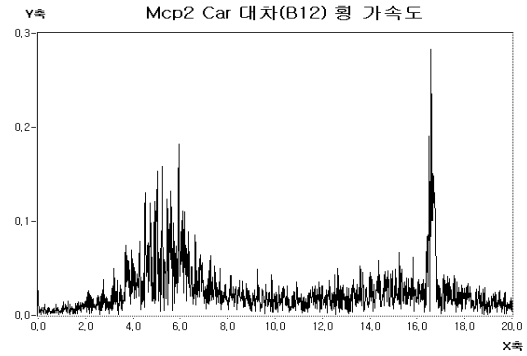


그림 14. stabilizer 제거조건 대차횡가속도 (상행, 후미대차)

5.2 곡선궤도 곡선 추종성 분석

곡선추종성의 영향을 파악하기 위해 호남선 곡선 구간에서 stabilizer를 장착한 정상 조건과 이를 분리해낸 두 조건으로 비교시험을 실시하였다. 그림 15 및 그림 16은 800R 곡선에서 155 km/h 주행하는 조건에서 Mcp2 차량 선두 차축에서 측정된 좌우측 차륜의 수직하중(P), 횡하중(Q), 탈선계수(Q/P)의 곡선 추종성능 지수를 보여주고 있다. stabilizer의 장착과 제거에 따라 큰 차이가 없으며 장착 시에 횡하중이 약간 높은 것으로 나타났다.

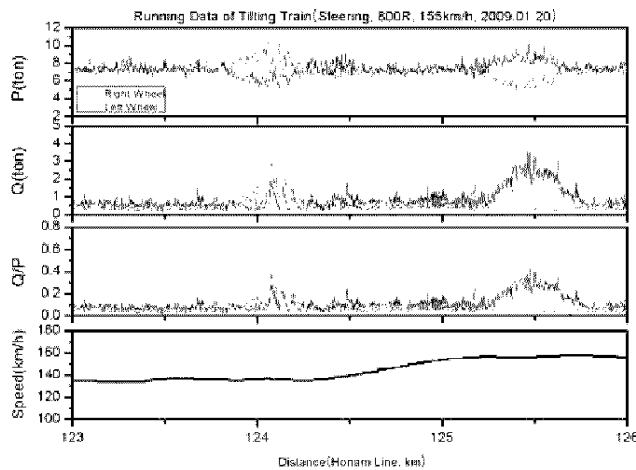


그림 15. stabilizer 장착상태 800R 곡선주행 결과

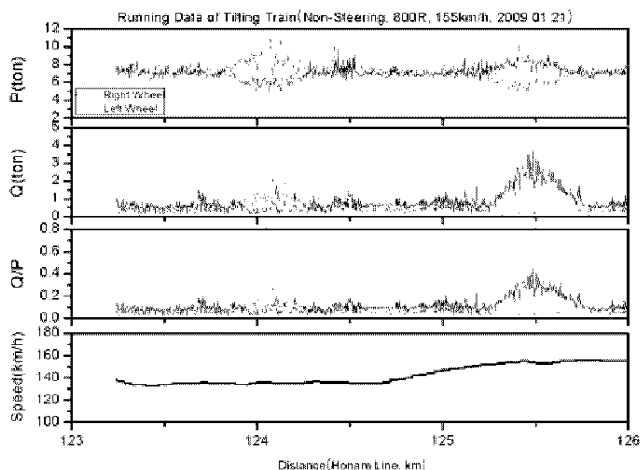


그림 16. stabilizer 제거상태 800R 곡선주행 결과

6. 결론 및 고찰

준고속의 한국형 탈팅열차에 적용된 stabilizer의 전산 해석, 주행시험대 시험 및 본선 시운전을 통해 그 효과를 확인 할 수 있었으며, 그 특성과 문제점에 대해 다음과 같이 기술된다.

(1) 전산 해석을 통한 선형 임계속도 예측에서는 장착 시 240 km/h, 제거 시 180 km/h로 stabilizer의 안정화, 즉 임계속도 향상 효과가 매우 큰 것으로 나타났다.

(2) 그러나 주행시험대 시험에서 측정된 임계속도는 장착 시 240 km/h, 제거 시 200 ~ 220 km/h로 효과가 이론치 보다 적게 나타났다. 이는 전산해석 모델에서 stabilizer의 연결 관절에 설치된 고무 부시의 강성이 고려되지 않았기 때문으로 생각된다. 따라서 stabilizer의 기구를 연결하는 관절부의 강성을 높게 설정하는 것이 유리하나, 이럴 경우 미소한 회전 변위를 흡수하지 못해 관절부의 피로강도 저하가 우려된다.

(3) 본선 시운전에서도 stabilizer의 적용으로 안정성의 척도인 대차 횡가속도가 저하되는 것을 확인할 수 있었다. 본 장치가 곡선 추종성의 희생 없이 고속 주행안정성을 향상시키는 방향으로 개발되었고, 실제 본선에서의 큰 차이가 없음을 확인할 수 있었다.

(4) stabilizer의 효과를 극대화하기 위해서는 1차 현가장치의 전후 및 좌우 방향 강성을 더욱 유연하게 하여야 함을 알 수 있었고, 이 기구장치의 동작으로 곡선 진출입 부에서 곡선 추종성이 다소 저하되는 문제에 대해서는 개선의 여지가 있다고 할 수 있다.

참고문헌

1. Simon Iwnicki (2006), "Handbook of Railway Vehicle Dynamics", Tylor & Francis, pp 75 - 83.
2. Kalker J. J.(1980), "Review of wheel/Rail Rolling Contact Theories", Applied Mechanics Division of ASME, Vol. 40, PP. 77-92
3. UIC code 518 OR 2003, "Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behavior-Safety-Track fatigue-Ride quality".