

궤간 가변 윤축의 잠금부품들에 대한 구조해석

Structural Analysis of Locking Parts in the Gauge - Adjustable Wheelset

김철수[†] · 정천수[‡] · 상승호^{**} · 김정규^{*}
Chul-Su Kim · Cheon-Soo Chang · Seung-Ho Jang · Jung-Kyu Kim

Abstract To reduce the cost and time of transport in Eurasian railroad networks such as TKR, TCR and TSR owing to the problem of different track gauges (narrow/standard/broad gauge), it is important to develop the gauge - adjustable wheelset system to adapt easily to these gauges. Moreover, freight trains having the gauge - adjustable wheelsets should be passing various curved tracks in railroad networks. Therefore, to assure the safety of the gauge-adjustment wheelset system, it is necessary to evaluate integrity of locking parts in the system using stress analysis. This study is focused on analyzing contact stress of locking parts by using FEA(finite element analysis) simulation during the gauge changeover operation and freight trains' service in the curved track, respectively.

Keywords : Gauge - Adjustable Wheelset System, Contact Stress, Finite Element Analysis, Muti-Body Dynamic Analysis

요 **지** 이종궤간(협궤/표준궤/광궤)이 존재하는 유라시아 철도네트워크(TCR 및 TSR 등)의 운송시간 및 비용을 절감하기 위하여, 이 구간을 자유롭게 운행할 수 있는 궤간 가변 장치의 개발이 중요하다. 따라서 궤간가변차량의 안전성을 확보하기 위하여 각 시스템 및 부품들의 구조해석을 통한 건전성을 평가하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 개발중인 궤간가변 윤축시스템의 안전성 검토의 연구의 일환으로서, 궤간 변환구간 및 곡선부 주행시 차륜의 횡압하에 잠금부품들 사이의 접촉응력을 유한요소해석 시뮬레이터를 이용하여 평가하였다.

주 **요** **어** : 궤간가변 윤축시스템, 궤간가변 잠금부품, 유한요소해석

1. 서 론

국가기간 산업방언 철도는 최근 남북한 화해부드의 조성으로 남북직결운행 및 대륙철도 연계운행에 대하여 관심과 노력을 집중하고 있다. 그러나 대륙철도의 연계운행은 각국 궤간의 상이함으로 인한 대차교환이나 환적의 어려움으로 많은 문제점을 초래한다[1]. 환적, 윤축 또는 대차교환의 방법들은 운영비용, 다룰 수 있는 용량의 제한, 윤축 또는 대차를 보관할 큰 공간 등으로 인하여 최선의 시스템으로 선정되기가 어렵다. 그러므로 이종 궤간 주행시 안전성을 유지하면서 국경에서 특정 부품을 장착하거나 제거하기 위하여 정지하지 않는

궤간 가변 윤축시스템(gauge - adjustable wheelset system)이 필요하다[1]. 이는 차량의 주행 중에 서로 상이한 궤간(협궤/표준궤/광궤)을 가지는 선로를 대차교환이나 환적 없이 신속하고 안전하게 직결 운행할 수 있는 자동 궤간 변환 장치이다. 따라서 동북아 물류체계 및 철도네트워크에 적합하고 운송시간 및 비용을 절감하기 위하여, 이종궤간(협궤/ 표준궤/광궤)을 겸용 운행할 수 있는 궤간 가변 윤축시스템의 개발이 중요하다. 대륙연계수송에 대비한 궤간가변 윤축시스템을 장착한 국외 철도차량들[1-6]은 각국의 독자적인 기술로서 활발히 추진되어 상용화되고 있다. 예를 들어 스페인 Tago사는 1966년부터 개발에 착수하여 세계최초로 Tag TD와 XXI 차량을 개발하여 실용화 하였고[1], 일본의 경우 1994년에 일본철도총합연구소(RTRI)와 일본철도건설공단의 연합으로 궤간가변 동력분산식 전기차량인 GCT 시험차량으로 현재 시험운행 중이다[1].

* 책임저자 : 정회원, 한국철도대학, 차량기계과
E-mail : chalskim@paran.com

TEL : (031)460-4215 FAX : (031)462-2944

** 한양대학교 기계공학부

*** 철도기술연구원 선임연구원

그리고 폴란드는 모듈형 궤간가변 윤축인 SUW2000시스템 장착차량을 개발하여 현재 상업운행에 착수하였으며[2], 독일도 역시 모듈형으로 DBAG/ RAFIL-V형 궤간가변윤축을 개발하였다[1-4]. 국내의 경우 장승호 등[5-8]은 궤간 가변 윤축에 대한 개념설계안의 제시 및 특허를 출원하였다. 이와 같이 해외각국은 자국 상황에 적합한 독자적 기술을 개발하여 특허에 의하여 보호하고 있으므로 국내의 경우 이에 대응한 체계적인 연구가 매우 필요하다. 따라서 국내 개발 중인 궤간가변 화차의 안전성을 확보하기 위해서는 궤간 가변 잠금 부품들의 구조해석으로부터 이의 전전성을 평가하는 것이 중요하다.

본 연구에서는 개발중인 궤간가변 윤축시스템의 안전성 검토의 연구의 일환으로서, 궤간 변환구간에서 유한요소해석(finite element analysis) 시뮬레이션을 이용하여 궤간가변의 핵심부품인 잠금부품들의 접촉응력을 평가하고자 한다. 또한 곡선부 주행시 차륜의 횡압하에 잠금부품들 사이의 접촉응력을 해석함으로써, 궤간가변 윤축시스템을 갖는 화차의 주행 안전성을 검토하고자 한다.

2. 궤간 가변 윤축시스템

현재 한국형 궤간 가변장치는 국제 규격 UIC 510-4[9]을 준수하여 설계 및 개발 중이다. Fig. 1은 한국형 궤간 가변장치의 윤축시스템 및 이의 부품들을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 윤축시스템은 크게 6가지 부품으로 구성되며, 이 시스템의 각 부품을 살펴보면 다음과 같다. 고정캡을 갖는 차축(axle), 구르브 원통을 갖는 차륜, 스프링, 플랜지(flange), 잠금기구(locker), 스프링 홀더(spring holder)로 구성된다.

Fig. 2는 표준궤도에서 광궤로 변환시 궤간가변장치의 윤축시스템 동작 메커니즘을 순차적으로 나타낸 것이다. 이의 동작 메커니즘을 살펴보면 다음과 같다. Fig. 2(a)~(c)에서 플랜지는 잠금기구에 삽입되고, 삽입한 상태로 잠금기구는

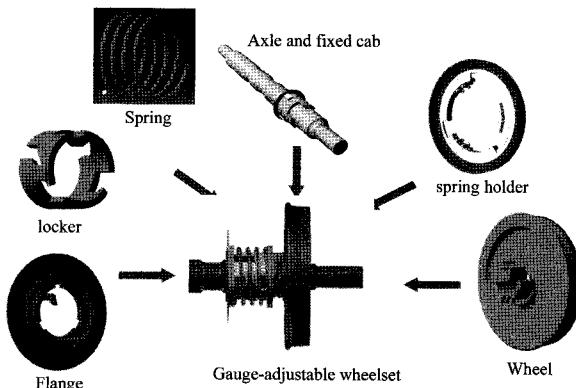


Fig. 1. Locking parts in the gage-adjustable wheelset system

시계방향으로 회전하면서 차륜의 구르브 원통은 해제된다. 이로 인하여 Fig. 2(d)와 같이 가이드레일에 따라 차륜의 구르브 원통은 이동하므로 표준궤도에서 광궤로 변환된다. 그리고 Fig. 2(e)~(f)에서 변환중에 플랜지와 잠금기구는 다시 분리되고, 잠금기구는 반시계방향으로 역회전하면서 다시 차륜 구르브 원통에 구속된다.

3. 해석 결과

3.1 궤간가변구간에서 주행시 해석결과

3.1.1 동역학 해석 결과

Fig. 3은 궤간변환 구간에서 속도변화에 따른 플랜지 및 차륜의 변위이력을 나타낸 것이다. 그림에서 점선(---), 일점선(—), 실선(—)은 왼쪽부터 각각 속도 10, 20, 30km/h에서 풀랜지의 변위이력이다. 본 해석시뮬레이터는 전산동역학

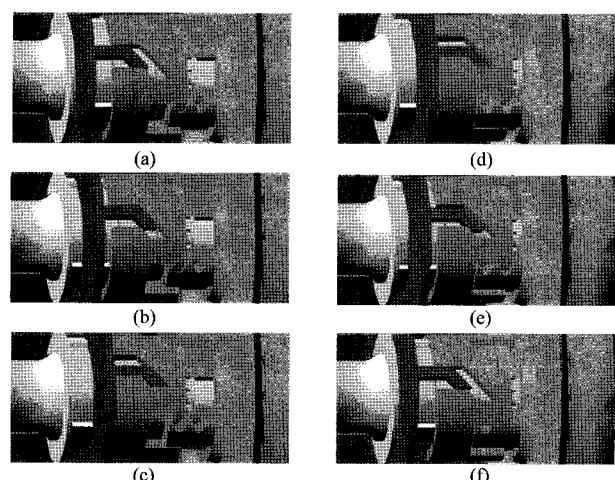


Fig. 2. The changing process of the gage-adjustable wheelset system when each axle passes through a special installation mounted between tracks of different gauges

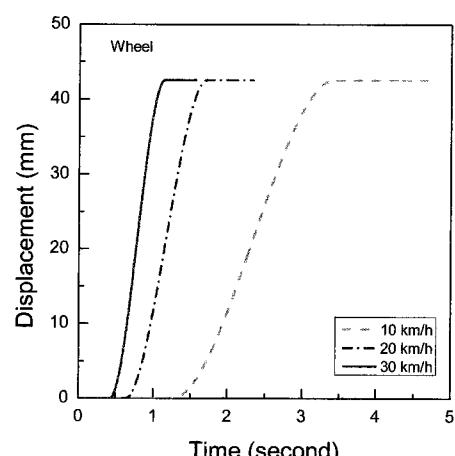


Fig. 3. Displacement history of wheel in locking parts during the gauge changeover operation

해석 범용 소프트웨어인 MSC.ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System)[10]이다. 여기서 사용되는 궤간변환구간의 궤도로 모델링은 폴란드궤간변환 구간[2]으로서, 표준궤(1435mm)에서 광궤(1520mm)로 변화되는 과정을 구현한 것이다. 여기서 궤간 가변 압축코일스프링의 스프링 상수는 기존연구결과[8]에 따라 한계범위내에서 1000N/mm²라고 가정하였다. 그림에서 가이드레일을 따라 움직이는 플랜지에 의하여 차륜의 위치는 42.5mm까지 이동하였다. 이 결과의 적합성을 기구학적 관점에서 검토하면, 두 궤도의 차이는 85mm이므로 한쪽의 차륜 위치 차이는 42.5mm가 되어야한다. 이 값은 차륜 위치 차이의 최대값과 일치하므로 본 해석 결과는 올바르게 해석하였음을 알 수 있다. 따라서 이 변위이력은 궤간변환구간 동안 잠금부품의 응력해석 수행에 있어 작용하중이력의 자료로 사용될 수 있다. 또한 플랜지 및 차륜의 변위이력은 궤간 가변구간에서 차륜의 위치변경 소요시간은 속도의 증가에 따라 감소되지만, 차륜 최대 변위값은 일정하다. 이는 기구학적 관점에서 주어진 속도범위안에서 궤간변환구간에서 윤축시스템의 거동은 일정하다는 것을 시사한다.

Fig. 4는 차량 정시속도 30km/h일 때 플랜지와 잠금기구사

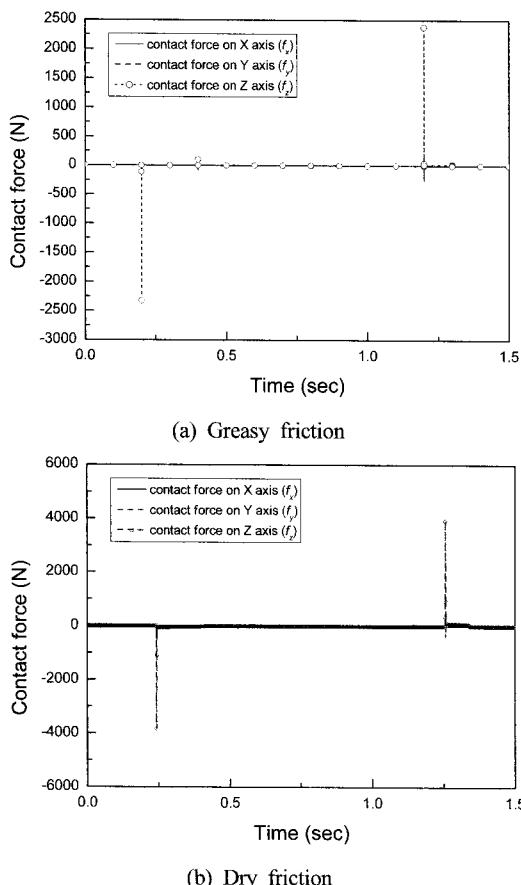


Fig. 4. Contact force history between the locker and the flange at 30km/h

이의 접촉력(contact force)의 이력을 나타낸 것이다. 현재 개발중인 궤간가변 잠금부품들의 접촉조건은 아직 미정이므로 건마찰과 윤활의 조건에서 각각 시뮬레이션을 수행하였다. 이 때 입력 조건의 경우 건마찰조건에서 정마찰계수(static friction coefficient) 및 동마찰계수(kinetic friction coefficient)는 각각 0.78 및 0.42이며, 윤활조건에서 정마찰 계수 및 동마찰 계수는 각각 0.12 및 0.08이다[11].

Fig. 5는 속도별 마찰조건에 따른 최대접촉력의 변화를 정리한 것이다. 두 조건에 따른 접촉력을 비교하면, 동일한 속도에서 윤활조건보다 건마찰조건에서 큰 최대접촉력이 발생됨을 알 수 있다. 따라서 궤간가변윤축시스템의 제작시 잠금부품들 사이의 마찰에 의한 접촉력을 완화할 수 있는 방안을 고려해야 된다는 점을 시사한다.

3.1.2 잠금부품의 접촉응력해석

궤간 가변 잠금부품들 중에서 잠금기구와 플랜지는 궤간변환 과정동안 물림위치에 따른 접촉하중이 발생한다. 따라서 궤간 변환구간에서 궤간 가변 잠금부품의 안전성을 검토하기 위해서는 유한요소해석(finite element analysis)을 이용한 잠금기구와 플랜지사이에 작용하는 접촉응력의 평가가 필요하다.

Fig. 6은 잠금기구와 플랜지의 응력해석을 위한 유한요소망 생성(finite element mesh generation)과 각 부품별 유한요소모델을 각각 나타낸 것이다. 해석시간의 최적화를 고려하여 플랜지 디스크와 축의 요소형태는 강체(rigid contact body)로 정의하고, 플랜지 레버와 잠금기구의 요소형태는 변형체(deformable body)로 정의하였다. 요소 형태는 3차원해석을 위한 8절점 직육면체요소이며, 총 요소수와 총 노드수는 각각 20,875 및 15,603이다. 해석에 입력자료로서 사용되는 재질의 탄성계수

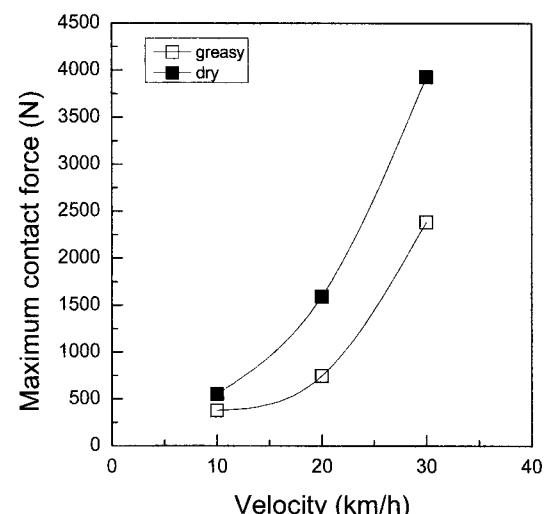


Fig. 5. Maximum contact forces of locking parts with a increasing velocity

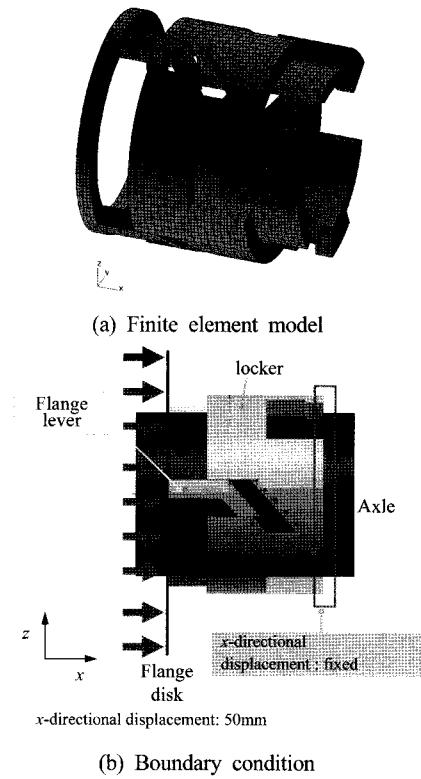


Fig. 6. Finite element model and boundary condition

(elastic modulus)는 207GPa이고, 프아송비(poison's ratio)는 0.29이다. 요소망 모델링 및 전후처리과정은 요소망 생성 전용소프트웨어인 MSC.PATRAN[12]을 사용하였으며, 응력해석시뮬레이션은 MSC. MARC[13]를 사용하여 수행하였다. 작용 하중조건은 최대 궤간변환 속도 30km/h에서 플랜지 디스크의 x방향으로 50mm이동시 발생하는 조건이다. 그리고 경계조건은 잠금기구의 우측경계면의 x축방향 변위를 구속하고, 축과 플랜지 레버 및 잠금기구 사이는 각각 강체 면접촉조건(rigid body contact condition)을 구현하였으며, 잠금기구(locker)와 플랜지 레버의 사이는 변형체 면접촉조건(deformable body contact condition)을 부여하였다.

Fig. 7은 궤간 가변 잠금부품의 플렌지와 잠금기구사이의 접촉응력해석 시뮬레이션 결과를 정리한 것이다. 이는 궤간변환 동안 플렌지와 잠금기구사이의 접촉시 발생되는 최대 von-Mises 응력(maximum von-Mises stress)분포를 순차적으로 시작, 중간, 최종단계로 나누어 해석한 결과이다. Fig. 7(c)에서 보는 바와 같이 최대 응력은 플렌지와 잠금기구 사이 접촉지점으로서, 플렌지 레버의 끝부분에서 발생하였고, 그 부분에서의 최대 von-Mises 응력값은 4.71MPa이다. 이와 같이 작은 응력값은 궤간가변구간에서 주행동안 궤간가변 잠금부품들은 스프링 복원력 및 가이드레일을 따라 안정하게 움직이면서 작은 접촉력이 발생함을 시사한다.

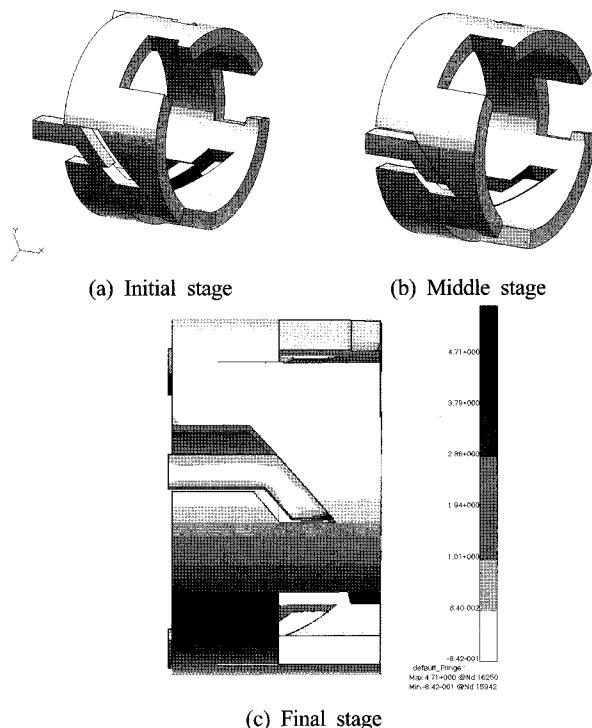


Fig. 7. Stress distribution of the locking parts during the gauge changeover operation

3.2 곡선구간에서 잠금부품의 접촉응력해석

개발중인 궤간가변 윤축을 갖는 화차의 주행안전성을 검토하기 위해서는 곡선부 주행시 잠금부품들의 접촉응력해석이 중요하다. 이를 위하여 먼저 곡선부 주행시 잠금부품에 작용하는 작용하중인 차륜의 횡압을 평가하고 이로부터 잠금부품들 사이의 접촉응력해석이 필요하다.

Fig. 8은 북한 경원선에서 곡선구간 일부의 레일 중심위치(Fig. 8(a))와 요일 및 롤링각도(Fig. 8(b))를 각각 나타낸 것이다[8]. 그림에서 보는 바와 같이 곡선부 반경은 300m로서, 국내 선로조건[8]보다 비교적 곡률반경이 작은 조건이다. Fig. 9는 Fig. 8의 선로조건에서 차량속도 75km/h 통과시 궤간 가변 윤축의 차륜의 횡압을 평가한 결과이다. 해석시 궤도틀림조건은 UIC 518규격 [14]의 시험노선 규정치 80~120km/h에 만족하도록 설정하였다[15]. 동역학 해석 프로그램은 ADMAMS/Rail[10]을 이용하였으며, 사용된 차량의 수는 영차조건의 궤간가변 윤축이 적용된 화차 1량이다. 그림에서 횡압이력은 UIC 518규격[14]에 준하여 필터링하여 주행성능에 적합하도록 변환된 이력이 다. 그림에서 실선(—)은 곡선중심에서 바깥쪽 차륜의 횡압이력이고, 점선(--)은 안쪽 차륜의 횡압이력으로서, 바깥쪽 차륜의 횡압이 안쪽 차륜 보다 크다. 따라서 보수적 설계관점에서 궤간 가변 잠금부품들에 작용하는 차륜 횡압은 바깥쪽 차륜의 횡압이력을 선택하는 것이 합리적이다.

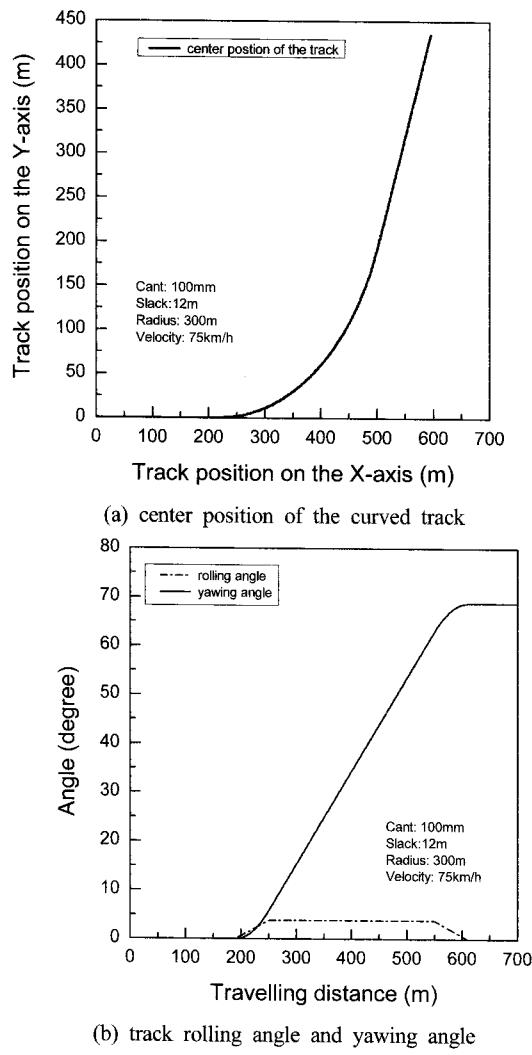


Fig. 8. A curved track of Kyung-Won railroad in North Korea

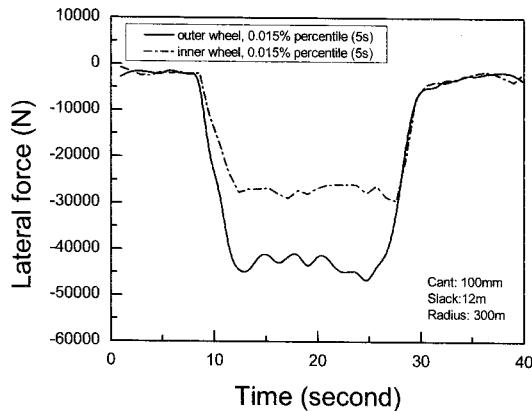


Fig. 9. Lateral wheel load history in the curved track derived from dynamic analysis results

Fig. 10은 Fig. 9의 표준궤도 곡선부 통과시 작용된 차륜 횡압하에 잠금부품의 접촉응력 분포 및 이력을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 곡선부 통과시 잠금부품들의 응

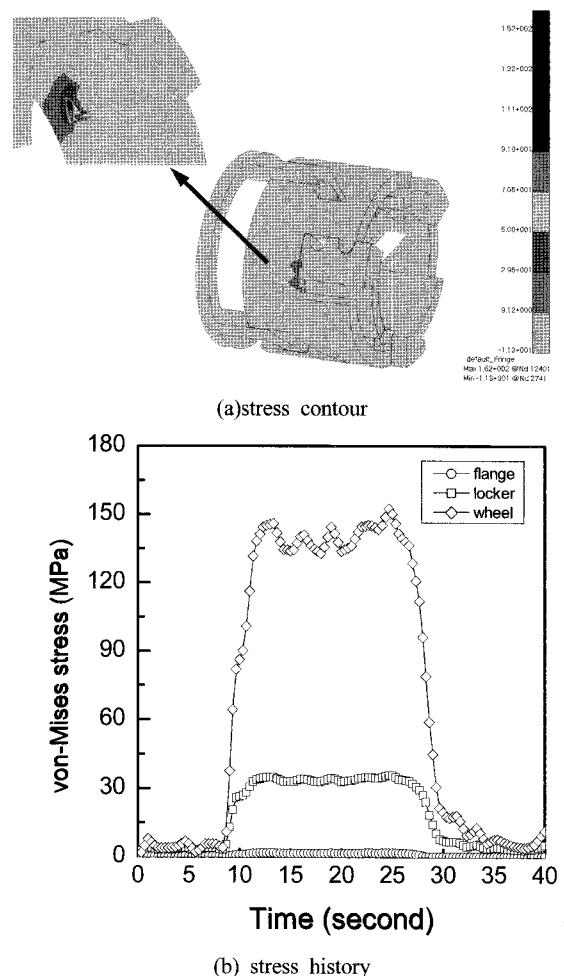


Fig. 10. Contact stress distribution of the locking part in the Gage-Adjustable Wheelset during a freight train's service in the curved track

력은 플랜지와 잠금기구 접촉, 차륜과 잠금기구 접촉, 플레지 레버에서 동시에 발생한다. Fig. 10(b)는 각 부품들의 최대응력이 존재하는 지점에서 시간에 따른 응력이력을 나타낸 것이다. 최대 접촉응력은 Fig. 10(a)에서 보는 바와 같이 궤간변환의 경우와 달리 잠금기구와 차륜의 원통면사이에서 발생하는 152MPa이다. 이로부터 곡선부 주행시 잠금부품의 최대응력은 궤간가변구간의 경우보다 약 30배 정도 크다. 따라서 궤간가변 잠금부품은 궤간 가변 구간보다 곡선부를 주행할 경우에 큰 작용응력을 받는다.

4. 결론

본 연구로 부터 얻어진 결론은 다음과 같다.

- (1) 궤간 가변 구간에서 동역학적 시뮬레이션을 이용하여 궤간 가변 잠금장치의 작용하중이력 생성 및 기구학적 메커

니즘을 검토하였다. 궤간변화구간내 차륜의 위치변경 소요시간은 속도의 증가에 따라 감소되지만, 차륜 최대 변위값은 일정하다. 이는 기구학적 관점에서 속도에 따른 궤간변환구간에서 윤축시스템의 거동은 일정하다는 것을 시사한다.

- (2) 속도별 마찰조건에 따른 최대접촉력의 변화를 비교하면, 속도에 상관없이 윤활조건보다 건마찰조건에서 보다 큰 최대접촉력이 발생하였다. 따라서 궤간가변윤축시스템의 제작시 잠금부품들 사이의 마찰에 의한 접촉력을 완화할 수 있는 방안을 고려해야 된다는 점을 시사한다.
- (3) 궤간변환구간에서 궤간가변장치 잠금부품들의 잠금위치에 따라 발생되는 최대주응력분포를 평가하였다. 이때의 최대응력은 플렌지와 잠금기구 사이의 플렌지 레버의 끝 부분에서 발생하였으며, 그 부분에서의 최대응력 값은 4.71MPa이다. 이로부터 궤간변환구간에서 비교적 작은 응력이 산출되므로 궤간변환구간에서 가이드레일을 따라 잠금부품들이 올바르게 작동하고 정확한 부품제작이 이루어지면 안전하게 사용할 수 있다.
- (4) 표준궤도 곡선부 통과시 작용된 차륜 횡압하에 잠금부품의 접촉응력 분포 및 이력을 평가하였으며, 최대 접촉응력은 궤간변환구간의 경우와 달리 잠금기구와 차륜사이에서 발생하는 152MPa이다. 이는 현재 고려중인 잠금부품에 대한 소재(SC410강)의 피로한도 이내에 해당하므로 잠금부품의 안전함을 시사한다.

감사의 글

본 연구는 미래철도기술개발사업의 일환으로 건설교통부의 연구지원에 의해 이루어졌습니다.

참고 문헌

1. 나희승, 장승호, 한준석 (2004), “해외 궤간가변 시스템의 기술적 특성 비교 연구”, 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp.645-651.
2. Brochure, SUW2000 (2000), Polish System of Automatic Track Gauge Changing For Wagons, Coaches And Traction Vehicles in Transcontinental Railway Traffic
3. Sanchez-Gonzalsez, J. L. (1984), “Variable gauge axle”, Rail International, pp.139-148.
4. W. Saliger (2000), “Gauge-Adjustable Wheelsets”, Rail International, pp.7-13.
5. 이동원, 배대성, 한준석, 장승호, 나희승 (2004), “궤간가변대차용 윤축시스템의 동역학적 해석”, 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp.773-777.
6. 이영주, 배대성, 김완구, 장승호, 한준석 (2005), “탄성체를 이용한 궤간가변 대차용 윤축시스템의 접촉력 해석”, 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp.379-384.
7. 장승호, 나희승, 한준석 (2005), “동북아 철도망 연계를 위한 궤간가변장치 개념설계”, 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp.281-284.
8. 건설교통부 (2005), 궤간가변장치 기술개발, 국가교통핵심기술 개발사업 4차년도 보고서.
9. UIC 510-4, 2nd ed. (2002), Wagons - Variable-Gauge Running Gear for 1435 mm/1520 mm and 1668 mm - Recommendations for Bilateral Agreements”.
10. MSC. SOFTWARE (2005) MSC.ADAMS. ver.2005.
11. ASM International (1995), ASM Handbook, Vol. 18, pp.71-75.
12. MSC. SOFTWARE 2005, MSC.PATRAN. ver2005.
13. MSC. SOFTWARE 2005, MSC.MARC/Mentat. ver 2005.
14. UIC 518 (Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behavior - Safety - Track fatigue - Ride quality.
15. 장승호, 이승일 (2006), “궤간가변화차의 동특성 수치해석”, 한국철도학회 논문집, 제9권, 4호, pp.461-466.

(2007년 9월 4일 논문접수, 2008년 2월 25일 심사완료)