미래철도기술개발사업 최종 연구보고서

R&D/03-교통핵심E01

궤간가변장치 기술개발 연구보고서

2008. 5. 31

주관연구기관/한국철도기술원구원
위탁연구기관/성신산업(주)
한양대학교 산학협력단
이나코리아
서울산업대학교 산학협력단

국 토 해 양 부
한국건설교통기술평가원

제 출 문

국토해양부장관(한국건설교통기술평가원장) 귀하

본 보고서를 "궤간가변장치 기술개발"의 최종보고서로 제출합니다.

2008. 5. 31.

주관연구기관 : 한국철도기술연구원

원장 최 성 규

■ **총 괄 연 구 책 임 자**	/ 선임연구원	장승호	총괄 / 설계 및 동특성 분석
■ 주관연구기관 참여연구원	/ 책임연구원	나희승	남북/대륙철도 분석
	/ 선임연구원	곽재호	제동설계 분야 분석
	/ 선임연구원	강동훈	변환모니터링 시스템 설계
	/ 책임연구원	권태수	구조/피로설계 분야 분석
	/ 선임연구원	정현승	구조설계 분야 분석
	/ 연 구 원	한준석	특허자료 분석 및 도면작업 보조
	/ 연 구 원	최효진	3D 모델링 및 도면작업 보조
	/ 연 구 원	성애경	3D 모델링 및 도면작업 보조
	/ 연 구 원	최병일	구조해석 보조

요 약 문

Ⅰ. 제 목

궤간가변장치 기술개발

Ⅱ. 연구개발의 목적 및 필요성

○ 목 적

대륙철도의 상이한 궤도체계를 통합하여 동북아 물류수송 체계에 적합한 화차용 궤간가변 장치 핵심기술 개발

○ 필요성

· 남북철도(경의선 및 동해선)가 운영되면 우리나라가 동북아의 21세기 교통 물류 중심지로 도약할 수 있는 기회임 (철도 수송 분야는 대용량·장거리 운송에 적합함)

· 한·러 교통협력위원회(2002.12.), ESCAP 북부 컨테이너 시범사업 MOU 체결(2001.11.), TAR건설을 위한 정부간 협정(2006.11.) 등 동북아 철도 네트워크 조성 추진 중임

· 구소련 국가들과의 국경에서 궤간 차이가 (1435mm, 1520mm) 발생하여 동북아 철도 네트워크 활성화에 걸림돌이 되고 있음

· 동북아의 경제 활성화로 화물 및 인적 수송이 증대되고 있으며, 남북/대륙철도 연계 운행 시 국경 역에서 환적 물량의 정체가 예상됨. (TSR이용 연간 물동량 현재 약 10만 TEU, 향후 TKR-TSR 연결 시 장기적으로 50만 TEU까지 증가 예상)

· TKR-TSR이 연계 운행되면 동북아의 화물 및 인적 교류는 크게 늘어날 것이며, 극동 및 시베리아 지역의 풍부한 자원과 에너지를 실어 나르는 수송로가 확보됨. 이를 위해 국경 역에서의 병목현상에 대비하는 것이 중요함

· 본 연구 과제는 국가 물류 및 산업 경쟁력 향상 등 중장기적인 파급 효과가 매우 크다고 할 수 있으며, 단기적으로도 현재 추진되고 있는 대륙철도 노선망 구축에 관한 국제적 논의에서 우리나라가 주도적인 위치를

확보하는데 기여

· 해외 각국은 자국 상황에 적합한 독자적인 기술을 개발하여 특허로써 보호하고 있으며, 우리의 경우도 동북아 환경 (특히, 내한대책, 긴 운행거리, 유지보수 측면)에 적합한 시스템을 개발함이 유리함

Ⅲ. 연구개발의 내용 및 범위

○ 1차년도 (2003) : 궤간가변 메커니즘 및 궤간가변 장치의 시스템 요구사항 도출

○ 2차년도 (2004) : 궤간가변 장치 아이디어 도출 및 개념설계기법 연구

○ 3차년도 (2005) : 궤간가변 장치 기초 해석 및 설계

○ 4차년도 (2006) : 궤간가변 장치 설계기술 확립

○ 5차년도 (2007) : 궤간가변 장치 시스템 통합 및 Mock-up 제작/평가

Ⅳ. 연차별 연구개발결과

○ 1차년도 (2003)

· 궤간가변 장치 기술개발 추이 및 특허범위 분석과 특허맵 작성

· 궤간가변 메카니즘 원리 구축 및 기술적 요구사항 조사

· 대륙연계 해당국가 연구소들에 대한 궤간가변 기술개발 사례 조사 및 협력 방안 마련

· 동북아 물류수송 체계에 적합한 궤간가변 시스템 요구사항 도출

○ 2차년도 (2004)

· 궤간가변 메커니즘 설계기술 개발

· 궤간가변 장치의 동역학적 특성 해석 및 구조해석기법 연구

○ 3차년도 (2005)

· 궤간가변 윤축 부품 동특성 기본설계

· 광궤-표준궤 전주행을 위한 상이한 레일 단면 관련 주행안정성 해석

· 궤간가변 장치 진동 특성 해석

· 주행 시 궤간가변 대차 탈선 가능성 해석 및 설계

· 잠금부품의 강도계산 및 설계

· 변환 가이드/릴리즈/그루브 레일의 동특성 해석 및 설계

○ 4차년도 (2006)

· 궤간가변 윤축 동특성 상세설계

· 궤간가변 대차 제동장치 기본안

· 대륙운행을 위한 내한 소재 검토

· 잠금기구 부품의 강도/피로 수명 해석 및 시험

· 궤간가변 압축스프링 부품 설계 및 시험

· 표준/광궤 조건에 따른 차륜 마모도 해석

· 궤간변환 모니터링 시스템 연구 (I) - 기본 설계

· 지상 궤간변환 레일 관련 연구

○ 5차년도 (2007)

· 궤간가변 장치 Mock-up 제작

· 궤간가변 부품의 밀폐 검토

· 궤간가변 윤축 굽힘 피로강도 해석

· 궤간가변 윤축 피로시험

· 궤간변환 모니터링 시스템 연구(II) - 상세설계

V. 연구개발결과의 활용계획

○ 본 과제를 통하여 궤간가변 장치의 핵심 기술을 개발하고 시험평가를 수행함. 추후 실용화 기술 개발 및 적용 단계를 거치는 것이 필요하며. 이 때 신뢰성과 안전성 확보를 위해 실제노선에서 내구도 및 환경시험을 실시한 후 최종적으로 실용화 또는 제품화함

○ 향후 남북철도 연결 및 동북아철도 연계 시에 두만강-핫산-중국 국경 역에 궤간가변 차량을 시범운행하고, 이를 활성화함

○ 남북철도 연결 후 남북경협이 활성화되면 동북아 철도네트워크가 급속히 형성될 것이고, 철도화물의 고속화·대용량화는 궤간가변 설비의 새로운 수요를 창출할 것임

- 동북아시아 지역에 차량의 교체나 환적 없이 직송할 수 있는 철도수송 서비스를 제공하는데 일조함으로써 인적·물적 고속철도망을 형성하여 동북아 철도물류중심화 및 경제·기술·문화 공동체에 기여함 (긴장 해소와 평화 정착)
- 러시아 시베리아 및 극동지역의 풍부한 에너지 자원 및 식량 자원의 확보를 하는 데 있어서 수송로 구축에 기여함
- 장기적으로 대륙철도 노선상의 국경 역들 및 다수 궤간의 철도를 가지는 국가에 해외진출 추진

목 차

제 1 장 연구개발과제의 개요 ····· 3
제 1 절 연구배경 ····· 3
1.1 연구개발의 필요성 ····· 3
1.2 연구개발의 중요성 ····· 8
1.3 궤간가변 시스템의 효율성 ····· 13
제 2 절 연구목적 및 범위 ····· 19
2.1 연구목적 ····· 19
2.2 연구내용 및 범위 ····· 19
제 2 장 국내외 기술개발 현황 ····· 33
제 1 절 국내 기술개발 현황 ····· 33
제 2 절 국외 기술개발 현황 ····· 33
제 3 장 기존 기술의 분석 및 기술적 요구사항 ····· 63
제 1 절 해외 궤간가변장치의 기술적 특성 ····· 63
제 2 절 궤간가변장치 관련 특허맵 작성 및 분석 ····· 88
제 3 절기존 궤간가변장치의 동특성/구조 메커니즘 분석 ····· 110
제 4 절궤간가변장치 관련 규격 ····· 126
제 5 절 대륙운행을 위한 내한 소재 검토 ····· 165
제 4 장 궤간가변장치 기본설계 ····· 175
제 1 절 궤간가변장치 개념안 도출방법 ····· 175
제 2 절 궤간가변장치 개념설계안 도출 ····· 192
제 5 장 궤간가변장치 상세설계 ····· 213
제 1 절 궤간가변윤축 동특성 상세설계 ····· 213
제 2 절 궤간가변장치 주행성능 관련 설계 ····· 232
제 3 절 표준/광궤 조건에 따른 차륜 마모도 해석 ····· 303
제 4 절 궤간가변 장치의 부품 소재 ····· 307

제 5 절 궤간 잠금부품의 피로수명 설계 ····· 319
제 6 절 궤간가변 윤축의 피로해석 설계 ····· 335
제 7 절 궤간가변 압축스프링 부품 설계 및 시험 ····· 356
제 8 절 궤간가변 대차 제동장치 ····· 381
제 9 절 지상 궤간변환설비 관련 연구 ····· 393
제 6 장 궤간가변장치 제작 및 신뢰성 시험 ····· 425
제 1 절 궤간가변장치 제작 ····· 425
제 2 절 궤간가변장치 피로시험 ····· 437
제 3 절 대차프레임 소재 저온충격시험 ····· 459
제 4 절 화차용 궤간가변 대차 목업 ····· 464
제 7 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도 ····· 477
제 1 절 목표달성도 ····· 477
제 2 절 관련분야에의 기여도 ····· 482
제 8 장 연구개발결과의 활용계획 ····· 487
제 1 절 연구 성과의 효과 ····· 487
제 2 절 연구 성과의 활용계획 ····· 489
제 9 장 참고문헌 ····· 493
부 록 ····· 499
A. 궤간가변 윤축 주요 부품 질량 및 관성질량 ····· 499
B. 본 과제의 특허 결과 요약 ····· 507

제 1 장
연구개발과제의 개요

제 1 장 연구개발과제의 개요

제 1 절 연구배경

1.1 연구개발의 필요성

2000년 6월의 역사적인 남북정상회담을 계기로 남북경협 등 남북 간에 적극적인 화해 무드가 조성되면서 그해 9월 경의선 복원공사가 착수, 비교적 순조롭게 진행되어 2007년 5월 17일에 경의선과 동해선 시험운행이 이루어졌다. 남북철도의 연결은 경의선과 동해선에서 이루어졌는데, 경의선은 서울~평양~신의주를 통해 중국과 연결되며, 동해선은 부산~동해~원산~청진~러시아로 연결되는 노선이다. 또한 우리 측의 동해선 미연결 구간 (삼척~포항, 165.8 km)에 대한 철도 단선화 공사가 2008년 3월말 착공되어 2014년까지 완공될 예정이며, 동해남부선 포항~울산 (76.7 km) 구간은 현재의 단선을 복선 전철화하는 사업은 내년 하반기 착공되어 역시 2014년 완공된다. 이를 통해 우리 철도는 러시아 시베리아 횡단철도 (TSR)와의 연계 운영이 활성화될 전망이다.

남북철도의 연결은 평화와 화해의 상징을 넘어 향후 대륙철도와 연계하여 동북아 교통물류 중심으로 도약하고자 하는 비전을 가지고 이루어진 사업이다. 우리나라는 철도 분야에 있어서는 오랫동안 섬나라와 같이 고립되어 있었으나 이러한 사업으로 인해 북한을 통과하여 중국과 러시아와 연결될 수 있게 된 바 교통물류의 새로운 변화를 맞이할 수 있게 되었다.

현재 동북아 지역의 경제 발전과 자원 개발, 그리고 이에 따른 화물 수송은 계속 증가 추세에 있다. 세계 물동량 중 동북아 지역이 차지하는 비중은 98년 27%에서 06년 30.1%로 증가하였으며, 계속 증가 추세에 있다. 특히 러시아 극동지역에서 철도는 화물의 80%, 여객의 30%의 높은 운송분담률을 나타내고 있고 극동지역의 풍부한 에너지, 지하자원의 수출에 큰 역할을 하고 있어서, 러시아 연방정부의 교통부 차관은 2008년 2월 12일 개최된 러시아 정부 부처간 회의에서 2010-2015년 동안 극동 및 자바이칼의 철도 인프라에 6,756억 루블 (약 27조5천억원)을 투자할 계획이라고 밝혔다. 실제로 러시아 컨테이너 철도운송 전문업체 트랜스컨테이너에 따르면 2007년 극동철도의 컨테이너 운송량이 총 333만 5,500톤으로 전년대비 25.9%의 높은 증가세를 보였다.

극동지역에서 러시아와 중국 간의 철도 화물도 증가하고 있으며, 예를 들어 중국 헤이룽장성의 쉬펀허와 러시아 연해주의 그로데코보 국경역들을 통과하는 수출입 철도 화물이 2007년에 전년 대비 21.9% 증가하여 9백만 톤에 달했다고 한다. 주요 품목은 러시아가 수출한 것이 목재, 기계, 설비, 광물, 화학제품 등이었고 중국으로부터 수입한 것이 건설자재, 자동차, 기계, 설비, 야채, 식료품이었다. 우리나라도 북핵 문제의 해결과 정책적인 환경 변화가 진행되고 있는 만큼 앞으로

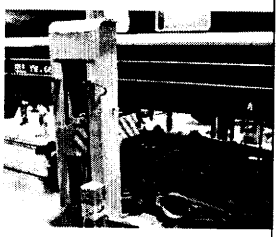
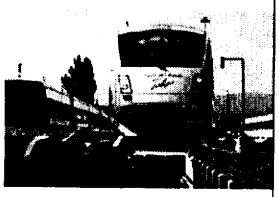
동북아 경제 발전과 물류 활성화에 직접적으로 동참하게 될 것이고 에너지 자원의 확보와 산업 경쟁력 강화를 위하여 철도 물류 인프라를 개선하는 등의 대비가 필요하다.

특히, 최근의 고유가 및 원자재 가격 상승으로 인한 국가 산업경쟁력 저하의 우려가 커지고 세계 곡물가의 상승 추세에 있는 상황에서 극동 시베리아의 우리나라에 대한 중요성은 더욱 커지고 있다. 07년 석유통계 발표에 따르면 러시아 지역의 석유 매장량은 전세계 22년 사용량에 해당하는 795억 배럴이며, 천연가스는 전세계 78년 사용량에 해당하는 량을 보유하고 있고 광물 자원 등이 풍부하다. 또한 극동 지역에는 아직 제대로 개발되지 않은 농토가 광대하게 펼쳐져 있다. 이에 따라 08년 5월 정부는 각 부처에서 통합 추진하는 형태의 극동시베리아 개발사업 진출 지원단을 구성하기도 하였다. 이에 대한 활성화를 위해 에너지 및 자원, 곡물 등의 수송로 확보가 요구되며 이때 철도의 역할이 매우 중요하게 되는 만큼 동북아 네트워크를 연계할 철도 기술을 갖추는 것이 시급히 필요하다.

그러나 우리철도는 오랫동안의 단절로 타 시스템과의 상호 연계 운영에 관한 준비와 연구 개발이 매우 부족하였다. 이를 만회하기 위하여 정책적, 기술적으로 전체 시스템에 대한 상호 호환성을 검토하고 문제가 되는 부분에 대한 연구와 대책이 중요하다. 그 중에 기술적인 관점에서 우리철도가 러시아 철도와 궤간이 달라 직접적인 연계 수송이 될 수 없는 점은 매우 중대한 문제점 중 하나이다. 일단은 화물의 환적이나 승객의 환승, 또는 대차 교환의 방법을 이용하여 이종 궤간 지점을 통과할 수 있겠으나 현재 시베리아횡단철도 (TSR)을 이용하는 화물의 증가세가 두드러진 상황에서 추후 이러한 방법으로는 국경 역들에서 병목현상이 발생하게 되고 원활한 운송의 어려움이 예상된다.

Table 1.1은 궤간 차이로 인한 문제를 해결할 수 있는 주요 방안들을 나타낸 것이다.

Table 1.1. 상이한 궤간으로 인한 문제점을 극복하는 주요 방법들의 비교.

궤간차이 극복방법	장점	단점
환적 	기술적 관점에서 가장 간단함	· 철도 화물에서의 수송량 증대의 걸림돌이 됨 · 특수한 격납고가 필요함 · 차량 이용 비용 등 높은 비용 요구됨 · 화물의 물리적 취급은 파손, 유실의 위험을 증가시킴 · 매우 노동집약적임
대차 교환 	화물 분실, 손상 적음	· 대차교환으로 인한 시간 지연이 심함 (25대 화물열차의 경우 약 4~6시간) · 대차 교환소, 리프팅 잭 등을 요구함 · 충분한 수의 대차 필요 또는 적재소가 필요함 · 여객 열차, 심야의 경우 승객불편 초래
궤간 가변 장치 	· 궤간변경 속도 10~15 km/h (수십분 내외 소요) · 위험물 수송에 적합 · 정숙한 운행 제공 · 환적, 대차교환 인프라 투자비용 절감	· 초기 개발 비용 및 대차 개조 비용 소요 · 초장거리 운행 시 유지보수 대책 강화

궤간 차이를 극복하는 방안들에 대해 간략히 비교하면 다음과 같다.

궤간 수정

가장 간단한 해법이라고 할 수 있는 것은 서로 다른 궤간을 가지는 철도들 중 하나의 궤간을 변경하는 것이다. 실제로 1차 세계대전 전에 유럽에서 다소 광범위하게 계획된 적이 있었다. 예를 들어 스페인에서 프랑스 궤간을 Saint Sebastian까지 연장하는 것과 스페인 궤간을 Avignon까지 연장하는 대형 과제 (수십 년의 시행기간)가 계획되었다. 또한 Pau에서 마드리드까지, 또는 Puigcerda에서 Barcelona까지 표준궤로 변경하고자 하는 아이디어도 있었다. 그러나 스페인이 군주제에서 공화국으로 변경된 후 취소되었다. 이러한 시도들은 구체적인 실행이 되지 않았으나 현재까지 염두가 되어서 마드리드와 바르셀로나를 연결하는 고속신선 AVE의

건설 시 1435 mm의 표준궤로 건설되었다. 또 궤간 변경 시에도 바꾸지 않아도 되는 전환용 침목을 개발하였다. 그러나 경제적인 이유에서 스페인 의회는 자국 노선들을 표준궤로 변경하고자 하는 것을 승인하지 않았다.

또 다른 한 예로 남북전쟁 이후 미국은 대륙횡단 철도를 연결 할 때 북부 주들의 노선들을 더 공통적인 표준궤로 변경하기로 하였다. 그에 따라 1886년 6월 1일, 변경 작업을 위해 운행이 중단된 단 하루의 여유 안에 50,000명으로 추산되는 인원이 징발되어 약 23,400 km의 철로를 다시 부설하였다. 이러한 작업은 매우 가혹한 노력과 많은 비용을 필요로 하였다.

유럽 이외에서도 네트워크 일부의 궤간 변경이 진행 중에 있으며, 예로 인도에서는 1000 mm 궤간 부분 6,000 km를 광궤로 바꿔나가려 하고 있으며, 오스트레일리아에서도 궤간 변경을 고려하고 있다.

이상과 같이 한 노선의 궤간을 연결되는 노선의 것으로 모두 바꾸는 것은 가장 효과적이지만 궤간 차이를 해결하는 방법들 중 가장 고비용이라고 할 수 있다.

환적

한 궤간의 화차에서 다른 궤간용 화차로 화물을 옮겨 신는 것이다. 여객용 차량의 경우에는 열차를 옮겨 타는 것을 의미한다. 기술적 관점에서 궤간 변경의 가장 간단한 형태 중 하나이다. 그러나 환적에 많은 시간이 걸리고 비용 또한 높은 방법이다. 국경에서의 환적으로 전체 수송기간에 평균 2일 반의 시간이 늘어나게 된다. 비교적 빠른 환적은 쉽게 다룰 수 있는 화물 (벌크 화물, 액체, 컨테이너)인 경우에서만 가능하다. 또 매우 노동집약적인 방법이다. 특히 컨테이너 화물인 경우보다 그 외 형태의 화물에서 환적 비용이 높고, 물리적으로 화물을 취급하는 데 있어서 파손이나 유실의 위험이 있다. 또한 위험물로 이루어진 화물인 경우에 환적이 불가능하거나 매우 위험한 상황을 만들 수 있는 문제점이 있다. 종종 철도 화물 수송에서 환적으로 인하여 그 수송량이 증대되지 못하고 있으며, 간단하지만 완전하지 않은 해결방안이라고 할 수 있다.

윤축 또는 대차 교환

윤축 교환은 서로 다른 궤간 사이의 경계에서 윤축을 분리하여 다른 궤간용 윤축으로 교환하는 것이고, 대차 교환은 대차를 분리하여 다른 궤간용 대차로 교환하는 것이다. 윤축 또는 대차 교환은 다음과 같은 과정을 필요로 한다.

- 특정 궤간의 트랙에 열차를 달려 위치시킨다.
- 2-축(axle) 열차인 경우에는 잠금 (stay)을 제거하고, 대차가 있는 화차에서는 고정 기구들을 제거한다. 또한 차량 간의 연결기를 분리한다.
- 잭의 claw 위치로 이동한다.

- 열차를 1.2 m 높이로 들어올린다.
- 윤축 또는 대차를 교환한다.
- 열차를 내린다.
- 잠금 (stay)을 원위치 시키고, 잭을 제거한다.
- 열차를 왔던 반대방향으로 출발시킨다.

스페인에서는 국경에서의 윤축이나 대차의 교환은 비교적 잘 개발되어 1914년 Leinkauf사가 10개의 스페인 및 유럽 궤간 윤축을 장착할 수 있는 화차로 국제 수송을 시작하였고, 현재 Transfesa사의 7226개의 윤축 교환 가능한 화차들이 스페인 국제 화물 수송의 대부분을 차지하고 있다. 특히, 윤축을 교환하는 시간을 줄이는데 많은 노력을 기울였으며 화차 당 45분 걸리던 시간이 현재는 8분에 4개의 화차 윤축을 동시에 교환하는 것이 가능하다. 현재 스페인에는 유사한 용량의 두개의 교환 공장 (Hendaye와 Cerbére)이 있어서 각 공장의 기중기 시설은 하루에 700에서 800 화차에 대해 교환이 가능하고, 양 방향에 대해 적용되면 하루에 1500 화차를 다루는 것이 가능하다. 승객 수송의 경우에도 유사한 방법이 적용되며, Hendaye ('Puerta del Sol')에서는 대차교환소가 건설되어 동시에 5 객차를 다룰 수 있다.

그러나 윤축 또는 대차 교환도 여전히 많은 문제점을 가지고 있다. 즉, 리프팅 잭 등의 대차를 교환할 적절한 시설을 요구할 뿐만 아니라 충분한 수의 각 궤간의 대차를 필요로 한다. 또한 대차교환으로 인한 시간지연이 심한 편으로 일반적으로 약 25대 화물열차의 경우 4~6시간이 걸린다. 여객열차에서 심야에 윤축 또는 대차 교환을 하게 될 경우에 승객들에게 많은 불편을 초래한다.

결국, 운영의 비용, 다룰 수 있는 용량의 제한, 윤축 또는 대차를 보관할 큰 공간, 이러한 요소들을 다루어야 하는 어려움 등으로 인하여 최선의 방법이라고 할 수 없다.

<u>궤간가변 시스템</u>

이상의 방안에서 가지는 여러 문제점 때문에 서로 다른 궤간을 달리면서도 안전에 영향을 주지 않고 국경에서 특정 부품을 장착하거나 제거하기 위하여 멈출 필요가 없는 차량 시스템이 필요하다. 그러한 용도를 가지고 고안되어진 것이 궤간가변 시스템으로서 차륜이 윤축을 따라 이동될 수 있으며 특정 궤간에 따른 위치로 옮겨진다. 궤간 변경의 속도가 비교적 매우 빠르며, 궤간 변경 지점에서도 정숙한 운행이 가능하고 위험물 수송에도 적합하다. 또한 환적과 윤축, 대차 교환 시에 필요로 하는 인프라 투자비용이 절감되는 장점이 있다. 그러나 초기 개발 비용 및 대차 개조 비용이 소요된다. 현재 궤간가변 열차는 스페인과 프랑스 간과 폴란드와 리투아니아의 운행에서 상용화되어 검증되어 졌으며, 궤간변경은 열차 한 편성 전체에 대하여 수분 정도 소요된다.

이상의 궤간차이를 극복할 수 있는 방법들 중에서 궤간가변 시스템이 비교적 이상적인 방법이라고 할 수 있으며, 궤간 차이로 인한 문제를 겪는 여러 나라들에서는 이러한 장치를 통한 해당 문제 해결을 모색하고 있다. 따라서 우리나라의 경우도 대륙철도 연계에 대비하기 위하여 그 핵심기술인 궤간가변 연구가 필요하며, 선진국에서 개발되어 시험/운행이 이루어지고 있는 시스템을 체계적으로 조사 분석하여 한국형 궤간가변 장치를 연구할 필요가 있다.

본 궤간가변 장치 기술은 국가 물류 및 산업 경쟁력 향상 등 중장기적인 파급효과가 매우 큰 물류 핵심 기술의 하나로 단기적으로도 현재 추진되고 있는 대륙철도 노선망 구축에 관한 국제적 논의에서 우리나라가 주도적인 위치를 확보하는데 기여할 수 있다.

특히 선진국에서 개발하여 선점하고 있는 궤간가변 메커니즘 특허에 대응하여 새로운 개념의 독자적인 메커니즘을 개발하여 특허를 확보하고, 이를 기초로 동북아철도 네트워크에 적합한 궤간가변 장치 기술을 개발하는 것이 동북아 철도물류 중심국 실현의 주도권을 확보하는데 필요하다.

1.2 연구개발의 중요성

가. 기술적 측면

각국의 철도가 서로 다른 궤간을 가지게 된 것은 약 150년 전인 1830년 무렵 철도가 처음으로 건설되었을 때로 거슬러 올라간다. 그 당시 철도는 지역의 운송수요에 부응하여 건설되었던 것으로 광산들을 연결하거나, 그 시대 가장 효율적인 운송수단이었던 해상로에 접한 생산거점까지 연결하는 역할을 담당하였다. 즉, 당시의 장거리 주요 운송수단은 해상운송이었으며, 그에 비하여 철도는 새로운 운송수단으로서 그 중요도가 작았다. 또한 오늘날과 같이 서로 분리되어 있는 각 철도 노선들을 연결하여 대륙철도 네트워크를 구성하리라고는 미처 예견되지 않아서 궤간을 선정하는 과정에 있어서도 상대적으로 적은 중요도를 두었다. 그에 따라서 서로 다른 궤간이 다양한 이유로 채택되게 되었다.

영국에서는 우연하게 1435 mm (4′ 81/2″)의 궤간을 정하였는데, 그 당시 산업과 기술을 선도하고 있던 영국이 기관차를 주변국에 수출하게 됨에 따라서 유럽 대륙의 많은 국가들이 이 궤간을 이용하였다. 결과적으로 1435 mm는 표준궤간 (standard gauge)이 되었다. 그러한 궤간 이외에도 몇 가지 다른 궤간이 선택되었으며, 이것의 한 원인은 현재와 같이 미터법이 통상적으로 통용되기 이전에 국가 측정표준체계가 서로 다른 것이 하나였다. 또한 무시할 수 없는 다른 원인은 전쟁 시에 이웃국가로부터의 군대 진입을 늦추고 보급로를 원활히 하게 하지 않도록 하는 전략적인 이유였다. 이러한 것은 대단히 근시안적인 견해로서 실제로 평화적인 시기에는 궤간의 차이로 인하여 열차 운송에 매우 부정적인 효과를 주었으며 따라서

국가 간의 교역에 좋지 않은 영향을 주게 되었다. 그러한 예를 들자면, 스페인에서 1844년 왕실이 스페인철도 (RENFE) 노선의 궤간을 1668 mm로 하도록 공포한 것이며, 당시에 포르투갈, 러시아, 핀란드를 제외한 다른 유럽 국가들의 철도는 1435 mm의 궤간을 가지고 있었다. 그러한 조치는 군사적 안보 관점에서는 분명히 이득이 있었으나 국제 물류가 발전함에 따라서 곤란한 상황을 심화시켰다.

광궤 (broad gauge)는 화차가 전복되는 가능성을 줄이는 기술적인 요인에 의해서 이용되어 지기도 하였으며, 협궤는 궤도가 면적을 적게 차지하고 더 적은 곡률 반경을 가지게 할 수 있는 장점을 제공함에 따라 이용되어졌다. 따라서 협궤는 경제성이 중요한 경우와 특히 주노선이 아닌 간선과 산악 지역에서 채택되어지곤 했다. 예를 들어 남아프리카 산악 지역의 철도 네트워크는 1067 mm의 궤간으로 건설되었고 'Cape Gauge'라고 불려진다.

유럽 이외의 지역에서도 건설 당시 배경과 건설 주체의 목적에 맞는 궤간이 선택되어 건설되었으며, 언젠가 이웃 철도간의 연결이 있게 될 사실은 염두에 두지 않았었다. 예를 들어 인도 철도 네트워크에는 네 개의 상이한 궤간이 존재하며, 이들 중 가장 공통적인 궤간은 1676과 1000 mm이다. 오스트레일리아에서는 세 개의 다른 궤간이 존재하고, 아르헨티나는 남아메리카에서의 전형적인 예로서 세 개의 서로 다른 궤간의 노선들이 그 수도인 부에노스아이레스를 지나가고 있다.

서로 다른 궤간으로 건설된 노선들 간에 교통 흐름이 생기게 되었을 때마다 궤간이 변경되는 역들에서는 병목 현상이 일어나고 있으며, 이러한 문제로 인하여 운송 시 시간과 비용이 추가되고 있는 것이다.

우리철도가 대륙철도를 통합 연계하여 운행하려면 최우선적으로 직면하는 문제도 이종 궤간으로 인하여 한쪽 궤간에서 운행되는 차량이 다른 쪽 궤간으로 진입할 수 없다는 문제이다. 이러한 각 국의 상이한 궤간(1435mm, 1520mm, 1668mm 등)차이 때문에 대차교환이나 환적이 불가피하며, 이로 인한 추가적인 인프라와 시간·경비가 철도수송의 경제성을 저하시키고 있다. 이러한 문제점을 해결할 수 있는 유일한 방법이 궤간 가변 장치기술이다.

대륙철도 통합 연계를 위한 궤간 가변 장치 기술은 수송기계분야에 해당하는 기술이며, 유라시아 대륙의 상이한 철도 궤도 체계를 통합 운행하는데 필요한 핵심적인 기계기술이다. 해외의 경우 스페인에서는 1960년대 자국 내에 설치된 광궤인 1668mm과 인접국 프랑스의 표준궤간 1435mm 사이를 통합운행하기 위하여 전 세계의 철도 업체에 공개 기술 공모를 하여 현재의 Talgo 식 궤간가변 대차를 개발하여 상용화하였다. 지난 20여 년 간 상용 운행을 통하여 가변대차에 의한 사고는 단 한 건도 없었다. 1990년대 들어서 동유럽 국가인 독일과 폴란드에서 실용화 수준에 근접한 DBAG/RAFIL의 Type-V 윤축과 SUW 2000 대차를 개발하였다. 한편 일본에서도 자국의 협궤구간(1067mm)과 고속전철인 신간선의 표준궤간 사이를 통합운행하기 위하여 RTRI Type A와 Type B를 개발하여 실용화 전 단계의 실차 시험을 진행 중이다.

한편 궤간가변 시스템의 개발 방향은 이종궤간 전용의 가변대차를 개발하거나

기존 대차의 윤축을 궤간가변 윤축으로 교환하는 기술을 개발하는 것이다. 후자는 승차감이 크게 중요하지 않은 화차 등의 적용에 있어서 경제적으로나 유지보수 측면에서 더 선호될 수 있다. 또한 고속안정성이 확보되고, 재래선의 급곡선 통과 성능이 양호해야 한다. 이밖에 주요 핵심 요소기술로서는 극한 환경 하에서 일정한 작동성을 유지하는 궤간가변 메커니즘 기술, 극한기후조건을 고려한 구조강도 및 저온 충격 파손 강도 평가기술, 궤간가변 메커니즘의 저온 윤활 및 차폐기술, 저온에 의한 부식 및 마모방지 기술 등이다.

해외 각국은 자국 상황에 적합한 독자적인 기술을 개발하여 특허로써 보호하고 있으며, 우리의 경우도 동북아 환경 (예: 내한대책, 긴 운행거리, 유지보수 측면)에 적합한 시스템을 개발함이 유리하다고 할 수 있다.

본 연구에서는 대륙통합 연계 운행을 대비하여 현재 선진국에서 개발하여 선점하고 있는 궤간가변 메커니즘 특허에 대응하여 새로운 개념의 독창적인 메커니즘을 개발하여 특허를 확보하고, 이를 근거로 동북아철도 네트워크에 적합한 궤간가변 장치 기술 개발을 수행하게 된다.

참고로 Table 1.2는 현재 세계 각 국에서 채용하고 있는 대표적인 궤간의 예를 나타낸다.

Table 1.2. 각국 철도의 궤간 비교.

국 명	궤간(mm)	비 고
인도, 이란	1,676	
스페인 (기존선), 포루투칼	1,668	
아일랜드, 북아일랜드(영국)	1,600	
폴란드, 항가리, 핀란드, 중국(일부)	1,524	
러시아, 몽골, 슬로바키아, 우크라이나, 리투아니아, 라트비아, 카자흐스탄, 에스토니아, 모잠비크, 벨라루스	1,520	
한국, 북한, 홍콩, 중국, 일본(신선), 보스니아, 우크라이나, 슬로베니아, 폴란드, 헝가리, 리투아니아, 유고슬라비아, 크로아티아, 알바니아, 항가리, 루마니아, 모잠비크, (구)유고슬라비아, 체코, 불가리아, 벨라루스, 스웨덴, 오스트리아, 노르웨이, 스위스, 프랑스, 스페인(신선), 네델란드, 이탈리아, 덴마크, 독일, 그리스, 룩셈부르크, 영국	1,435	표준궤간
일본(국철)	1,067	
프랑스, 스페인, 포루투칼, 중국, 루마니아, 오스트리아, 체코, 독일, 그리스, 인도	1,000	
폴란드	785	
인도, 수인선	762	
헝가리, 불가리아, 슬로바키아, 우크라이나, 리투아니아, 라트비아	760	

나. 경제 · 산업적 측면

우선 남북철도가 연결되면 경제적으로 물류비 절감의 효과가 있다. 예를 들어, 인천과 남포간 수송수단별 비교에서 해상운송은 TEU당 화물운임이 800~850$이고 수송일수가 13~14일인 반면, 철도운송은 각각 200~250$과 1~3일이다. 즉, 철도운송을 통한 화물운임의 절감과 특히, 수송기간의 대폭적인 단축이 가능해진다. 따라서 남북간의 직교역량이 크게 증가하리라는 것을 예상할 수 있다. 물류비 감소, 북한의 값싼 노동력 활용 등을 통해 수출상품들의 생산과 판매에서 무한한 가격 경쟁력을 가질 수 있게 되는 것이다. 이후 남한은 자본과 기술집약적 산업으로, 북측은 노동집약적 산업으로 산업구조가 개편될 것을 예상할 수 있다.

또한 동북아의 경제 활성화로 화물 및 인적 수송이 증대되고 있으며 남북/대륙철도 연계 운행 시 국경역에서 환적 물량의 정체가 예상된다. 즉, 현재 TSR 이용 연간 물동량은 현재 약 10만 TEU이며 향후 남북철도와 연계 시에는 장기적으로 50만 TEU까지 증가가 예상된다. 남북철도의 연결은 "운수의 섬나라"로 구분되는 불리한 지위를 근본적으로 해결하는 동시에 육로를 통해 유라시아 횡단철도와 연결하여 기존의 해상항로에 비해 대폭적인 운임 및 시간의 절감을 얻을 수 있다. 이것은 전세계 인구의 75%, 전세계 에너지 자원의 4분의 3이 이들 유라시아 대륙에 집중돼 있어 세계에서 가장 큰 시장으로의 접근성을 한 단계 향상시킴을 의미하기도 한다. 바야흐로 "철의 실크로드 시대"가 도래하여 한반도가 국제물류의 중심국가로 부상하는 계기가 되는 것이다.

이러한 관점에서 대륙철도와의 연계 시에 이종 궤간 국경에서 화물 운송량이 적을 경우 환적 등으로 큰 문제가 없지만, 화물 운송량이 증가할 경우 병목현상 등 원활한 화물운송에 많은 문제점이 있다. 이 부분에서 우리나라와 러시아 국경에서 궤간 차이로 발생하는 문제에 관하여 통과 열차편수로 따져본 것을 다음 본 절의 3항에서 다룬다. 특히, 궤간가변 시스템의 장점은 환승, 환적에 따른 시간 및 비용 증가 문제를 해결할 뿐만 아니라 승객에 정숙한 운행 제공 및 화물손상을 방지하고, 위험 및 독성화물처리에 유리한 친환경적 시스템이며, 또한 이종 궤간의 국경지역에 환적 및 대차교환 시설 등 추가적인 인프라시설 비용을 절감할 수 있다.

또 장기적으로는 대륙철도 노선상의 국경역들에 본 과제를 통해 개발한 궤간가변 시스템을 해외 진출하는 것을 모색할 수 있다. 국경에서 궤간 차이가 발생하는 국가들은 다음과 같다.

- 중국 (1,435 mm)과 베트남 (1,000 mm)
- 중국 (1,435 mm)과 러시아 (1,520 mm)
- 중국 (1,435 mm)과 몽골 (1,520 mm)
- 중국 (1,435 mm)과 카자흐스탄 (1,520 mm)
- 이란 (1,435 mm)과 투르크메니스탄 (1,520 mm)
- 이란 (1,435 mm)과 아제르바이잔 (1,520 mm)

- 터키 (1,435 mm)와 아르메니아 (1,520 mm)

특히 아시아 횡단철도 북부노선 부근의 고려 가능한 역들은 아래와 같다. 이들은 현재 통과 물동량이 증가 중이지만 환적과 대차교환 설비를 이용하고 있어서 정체현상이 발생할 것으로 예상되는 역들이다.

- 아라산쿠(중국)-드루주바(카자흐스탄)역
- 에렌호트(중국)-쟈민우드(몽골)역
- 만주리(중국)-자바이칼스크(러시아)역
- 수분하(중국)-그로데코보(러시아)역
- 훈춘(중국)-크라스키노(러시아)역

또한 오스트레일리아, 아르헨티나, 인도 등 다수 궤간의 철도를 가지는 국가에도 해외진출을 모색하여 경제적인 부가가치를 증가시킬 수 있을 것이다.

다. 사회 · 문화적 측면

남북철도 연결 후 남북경협이 활성화되면 동북아 철도네트워크가 급속히 형성될 것이고, 여객수송의 급격한 증가와 철도화물의 고속화 · 대용량화는 궤간가변 설비의 새로운 수요를 창출할 것이다. 이 때 본 과제의 결과로써 동북아시아 지역에 차량의 교체나 환적 없이 직송할 수 있는 철도수송 서비스를 제공하는데 일조함으로써 인적 · 물적 고속철도망을 형성하여 동북아 철도물류중심화 및 경제·기술·문화 공동체에 기여할 수 있다.

또한 본 과제를 통한 궤간가변장치 기술개발은 차량의 교체나 환적 없이 직송할 수 있는 친환경 철도수송 서비스를 제공함으로써 쾌적한 철도환경 실현에 기여할 수 있다. 즉, 유독성화물유출을 방지할 수 있는 친환경적인 시스템이며, 대륙통합 물류체계 구축 및 동북아 네트워크 활성화라는 정책적 측면과 경제적 파급효과 측면에서 매우 중요하다고 할 수 있다.

선진국들의 경우 궤간 가변 장치의 개발 기간은 안전성과 신뢰성 시험기간을 포함하여 약 10년 이상의 기간이 필요하였다. 따라서 향후 남북철도 연결 및 동북아 네트워크가 활성화 되었을 때 시기적절하게 환적 및 대차 교환으로 인한 정체 현상에 대비하기 위해서 우리 환경에 적합한 궤간 가변 시스템 개발이 중요하다고 할 수 있다.

1.3 궤간가변 시스템의 효율성

본 절에서는 우리나라의 대륙철도를 통한 물류 관점에서 궤간가변 시스템이 가지는 경제성을 따져보기로 한다. 먼저 대륙횡단철도의 해상운송 대비 경제성을 살펴보고 우리나라와 러시아 국경의 이종궤간 지점에서의 향후 궤간가변 시스템의 경제성을 살펴보기로 한다.

1.3.1 대륙횡단철도의 해상운송 대비 경제성 관련

"대륙횡단철도 운영현황 조사연구 (한국철도기술연구원, 교통개발연구원, 2004. 5)" 과제보고서에 따르면 동북아시아-유럽 간 해상운송거리는 약 21천km로서 TSR을 이용할 경우에 비해 13천km가 멀고, 운송 기간은 해상운송이 30일 정도 걸리는데 비해서 TSR은 18-20일로 1.5배 정도의 단축효과가 있다. 해상운송은 최대 속도가 40km/h인데 비해 철도를 이용할 경우 평균 속도가 65km/h를 기록하였다.

Table 1.3. 노선 및 구간별 물류비용 비교.

단위: US$, 일

구 분	TSR		해상운송		TCR	
	비 용	시 간	비 용	시 간	비 용	시 간
부산-바르샤바	1,188	18일	2,250	28-31일	1,590~1,710	36일
부산-루좌이카(벨라루스	967	17일	1,560	28일	2,100	35일
부산-모스크바	1,822	15일	2,130	30일	1,950	31일
부산-타쉬켄트	1,950	23일	2,050	29일	2,400	26일

주: 1) 20피트 1컨테이너당 가격임.
2) 부산-모스크바 구간의 경우 모스크바 지역의 통과수수료(내국 화물 요금 적용)가 비싸 전체비용이 부산-바르샤바 구간(통과화물 할인 요금 적용)보다 훨씬 비쌈.

자료: 러 철도청 철도전문지 GUDOK, 2000.4.19일자

1.3.2 우리나라 국경에서의 궤간가변 장치의 경제성 관련

본 과제에서 개발하는 궤간가변 장치가 적용 가능한 곳은 궤간 차이가 발행하는 주요 국경역들로서 우선 한국-러시아이며, 해외 진출이 가능한 곳으로 중국-러시아, 중국-몽골, 중국-카자흐스탄, 폴란드-벨라루시 국경들이 될 수 있으며 또한 일본, 스페인, 호주, 인도 등 둘 이상의 궤간을 가지는 국가들에 진출할 수도 있다.

우리나라에서 궤간가변 장치가 설치되어 운영될 수 있는 곳은 한국-러시아의 국경(두만강-핫산)으로서 이곳에 대하여 각각 1435 mm와 1520 mm의 궤간 차이를 극복하는 대안들의 경제성을 살펴보고자 한다.

1) 물동량

궤간 차이를 극복하는 여러 방법들은 일정 시간 동안에 처리할 수 있는 통과 열차수에서 차이를 보인다. 따라서 이들 방법들의 경제성 비교를 위해서는 통과 물동량을 파악하고 예측하는 것이 매우 중요하게 된다. 다음에서 한국-러시아 국경에서의 물동량 예측의 전제와 결과에 관한 것으로 최근에 수행된 "대륙횡단철도 운영현황 조사연구 (한국철도기술연구원, 교통개발연구원, 2004. 5)" 과제의 연구내용에서 인용하였다.

대륙철도 즉, 남북한종단철도(TKR), 시베리아횡단철도(TSR), 중국횡단철도(TCR), 만주통과철도(TMR), 몽골통과철도(TMGR) 등을 이용한 한국·일본과 중국·러시아·유럽·중앙아시아간의 운송거리는 해상운송의 약 50% 수준으로 효율적인 철도운송 시스템이 갖추어지는 경우 운송조건, 운송시간 측면에서 경쟁력이 있다. 하지만 현재 통과하는 각 국가들의 철도시스템이 상이하여 원활한 수송을 위해 개선되어야 할 많은 부분이 존재한다. 여기에는 각 국가 간의 철도 규격의 차이, 통합적인 운송정책이 마련되지 못한 운임체계, 국경통과절차, 철도운영 등을 들 수 있다. 따라서 남북한을 통과하여 러시아 국경을 지나는 화물물동량을 전망하는 데에는 이러한 북한 내 철도 및 대륙횡단철도노선을 구성하고 있는 철도노선들의 개선 여부에 따라 큰 영향을 받게 된다. 따라서 장기전망의 관점을 Case 1과 Case 2로 설정하여 예측하였다.

Case 1은 북한의 철도망 및 대륙횡단철도의 시설 및 운영 여건이 현재와 거의 동일한 상태라는 가정을 토대로 수송수요를 추정하는 것이며, Case 2는 북한의 철도망 및 TSR, TCR 등의 대륙횡단철도의 시설 및 운영 여건이 개선된 상태라고 가정하는 경우이다. 시설 및 운영 여건의 개선이란 선로 개량, 국경통과절차 간소화, 환적시설 확충 및 개량, 궤간가변 열차의 투입, 항만에서의 적재시간 단축 등 절차 간소화와 불필요한 지체시간의 단축 등으로 평균 수송시간이 단축되고 화물추적 시스템의 도입, 화물보관의 안전성 제고 등으로 화물수송의 안정성이 제고되는 것을 의미한다.

남북종단철도를 지나가는 물동량은 한국·일본·북한 ↔러시아·중국(동북부지역)·몽골·카자흐스탄·유럽 지역 간의 물동량이다. 이중에서 한국·일본·북한↔중국 간의 화물은 경의선을 지나 중국으로 가는 경로로 가게 되므로 궤간 차이가 발행하지 않는다. 또한 한국·일본·북한↔유럽 간의 물동량은 주로 TSR과 TCR을 이용하게 될 것인데 이들 노선별 물동량을 추정한다는 것은 불가능하다. 이들 두 노선은 화물의 내용, 목적지에 따라 각각의 강점을 갖고 있는 별개 노선임과 동시에 경쟁관계에 있는 노선이다. 따라서 본 과제의 예측에서는 TSR과 TCR이 당분간 경합관계가 될

것으로 보고 한국·일본·북한↔유럽 간의 물동량 중 TSR을 이용하는 것은 1/2이라고 가정하였다. 그리고 북한에서 발생하는 물동량의 추정은 현재의 자료 수집 한계상 어렵다.

결국 본 과제에서 한국-러시아 국경 (두만강, 핫산역)을 지나는 철도화물 물동량 예측은 다음 각 철도화물 물동량을 합한 것과 같다.

(한국-유럽 간 물동량의 1/2) + (한국-러시아 간 물동량) + (일본-유럽 간 물동량의 1/2)

그리고 TSR, TCR을 이용하는 품목이 일반화물이 아니라 컨테이너 화물임을 고려하여 컨테이너를 대상으로 하여 추정하였다.

한편, 통과물동량을 대차교환 및 궤간가변 열차 방안 비교를 용이하게 하기 위하여 일반적인 40 ft 컨테이너 화차가 25량으로 구성된 열차 편수로도 따져보았는데 아래 표에서 1일간 통과 열차편수 항목이다. 여기서 연중 통과물동량에서 1일의 물동량을 구할 때 그 평균인 365로 나눈 값을 이용하였다. 즉, 공식은 다음과 같다.

(물동량, TEU) * (1량, 40ft 컨테이너 / 2 TEU) * (1편성, 25대 열차 / 25량) * (1년 / 365일) = (통과 열차편수/1일)

Table 1.4. Case 1일 때 한국-러시아 국경 철도통과물동량 추정.

단위: 천TEU, 열차편수

연 도	2010	2015	2020	2025
한국-유럽	27	33.5	38	42.5
한국-러시아	87	156	229	314
일본-유럽	3.5	4	4.5	5
합계 물동량	**117.5**	**193.5**	**271.5**	**361.5**
1일간의 통과 열차편수	**6.4**	**10.6**	**14.9**	**19.8**

Table 1.5. Case 2일 때 한국-러시아 국경 철도통과물동량 추정.

단위: 천TEU, 열차편수

연 도	2010	2015	2020	2025
한국-유럽	54	66.5	76	85
한국-러시아	173	311	457	628
일본-유럽	7	8	9	10
합계 물동량	**234**	**385.5**	**542**	**723**
1일간의 통과 열차편수	**12.8**	**21.1**	**29.7**	**39.6**

결국, 정리하면 다음과 같다.

Table 1.6. 한국-러시아 국경에서 1일의 철도통과 열차편수 추정.

단위: 천TEU

연 도	2010	2015	2020	2025
Case 1	6.4	10.6	14.9	19.8
Case 2	12.8	21.1	29.7	39.6

2) 궤간 차이를 극복하는 방안들의 효과 예측

환적은 가장 간단한 방식이지만 화물 통과 시에 시간 지연이 심하여 일반적으로 평균 2일반의 수송기간이 추가된다. 특히 특수한 격납고, 환적 차량 이용의 비용 등 높은 비용이 요구되며 매우 노동집약적이다. 따라서 환적만으로는 앞에서 예측한 물동량을 소화하지 못하며 수송량 증대의 걸림돌이 된다.

대차교환은 25대 화물열차의 경우 약 4-6시간이 소요된다. 따라서 하루에 처리할 수 있는 열차 편수는 하루 종일 가동한다고 했을 때 약 4-6 열차이다. 이는 여객열차의 운행을 고려하지 않고 순전히 화물열차의 운행만을 고려했을 때로서 실제로는 더욱 열악하게 될 것이다. 한편, 이 경우 TKR이 연결되어 TSR 이용 화물이 TKR을 통해 TSR로 간다면 대략 현재 수준의 물동량은 처리할 수 있다. 그러나 이후 물동량이 증가하게 되었을 때 처리가 모두 되지 못하여 병목현상이 생기거나 다른 대차교환소의 증설이 필요하게 된다. 예를 들어 대차교환소 한곳이 운영 중일 경우에 2010년에 Case 1에서는 하루 0.4-2.4 열차가 처리되지 못하고 누적되고 Case 2에서는 6.8-8.8 열차가 누적될 것이다. 더 나아가 2020년에는 Case 1과 2에서 각각 8.9-10.9 열차와 23.7-25.7 열차가 누적된다.

대차 교환소 한 곳에서 약 100개 이상의 리프팅 잭과 50명 이상의 동시 작업 인력, 충분한 수의 대차와 적재소가 필요하므로 대차 교환소의 증설은 큰 투자가

필요하다. 따라서 대차교환은 미래의 화물 증가에 대비한 경제적인 방안이 아님을 알 수 있다.

궤간가변 열차를 투입하였을 경우 해당 열차의 궤간 변경은 멈추지 않고 10-15 km/h의 속도로 지나가면서 이루어진다. 따라서 한 열차의 통과에 수십분 내외의 시간만이 소요되므로 화물 물동량의 증가에 충분히 대응할 수 있다. 특히 궤간 변경이 이루어지는 지상의 궤간 변경 시설은 일반 철로에 릴리스 레일 및 가이드 레일 등이 설치되어진 구조로서 환적과 대차교환 시설과 같은 인프라 투자비용이 절감되어진다. 한편, 윤축 또는 대차의 개조 비용이 드는 단점은 있는데, 폴란드의 궤간가변 시스템의 경우에 윤축의 비용이 기존 윤축보다 2.73배 들게 되는 점을 제외하면 차량의 다른 부분의 개조 필요성은 없다. 여기서 대차교환 방안을 채택하더라도 광궤용과 표준궤용 대차를 구비하여야 하므로 대차 비용이 더 들게 되는 점을 고려하여야 한다.

또한 궤간가변 열차를 국경역 부근에 투입할 경우, 컨테이너 기지를 밀집된 국경역 한 곳에서 주변의 여러 곳으로 분산시켜 좀 더 효율적인 화물 운송 계획을 수립할 수 있다.

한편, 앞에서 살펴본 국경역에서의 통과 열차 편수는 동북아 지역에서 소통되는 물동량 뿐만 아니라 유럽행 열차를 포함한다. 그러나 국경역에서의 병목현상을 고려할 시에는 통과하는 모든 열차 편수를 고려하여야 하며, 예상되는 병목현상 발생 시 동북아 지역의 화물 운송기간을 단축시켜야 할 경우 궤간가변 열차를 투입하는 것은 가장 효과적인 방법임에는 틀림이 없다.

1.3.3 기존 해외 사례에서의 궤간가변장치 비용

기존 대차 제작비 고려한 궤간가변장치 추가로 인한 경제성과 관련하여 스페인 RENFE의 궤간가변 공모전에서 2등을 수상한 Ogi사의 궤간가변 윤축에 대한 전체 비용을 산정하기 위한 연구 결과를 참조할 수 있다. 그 당시 생산, 유지, 조립 비용들에 대한 세부 연구가 수행된 바 있으며 우선 기존 윤축과 궤간가변 윤축에 대하여 재료비, 기계화 비용, 조립 비용을 각각 산출하였다. 또한 궤간변경 지상설비에 대해서도 설치, 유지, 노동 비용들을 산출하였다. 특수한 메커니즘이 관련되어 있다는 면에서 이러한 절대 비용의 비교는 별로 의미가 없으나, 윤축의 운용비용에 관련한 주요 요소들을 정량적으로 살펴본 연구였다.

그 결과로는 시작품으로서의 Ogi 궤간가변 윤축은 생산과 조립면에서 기존 윤축보다 9배의 비용이 더 들며, 부품의 수로서는 그 차이가 353개로서 유지보수 비용은 10배가 더 높다고 한다. Ogi사의 윤축은 폴란드 궤간가변 시스템과 유사하며 잠금장치가 독일형보다 다소 복잡한 형상을 가지고 있다. 본 과제에서 개발되는 궤간가변 장치는 내구성, 보수성 등의 향상 및 경제성 향상을 위하여 가능한 부품의 수를 작게 하도록 설계하는 것을 목표로 수행한다. 이를 통하여 해외 장치보다 생산,

조립 및 유지보수 비용을 절감할 수 있을 것이다.

Ogi사 연구에 의하면 궤간변경 지상설비에 있어서는 기존의 윤축 교환의 경우보다 Ogi 윤축의 경우 7배 저렴하고, 노동력의 절감도 인당, 화차당 2시간이라고 한다. 또한 긍정적이지만 가치를 평가하기 어려운 것으로 시간의 절약 및 고급화가 있다. 윤축/년 비용, 설치, 유지보수, 노동력, 견인력의 증가, 적재부하의 감소를 고려하면, 전체적인 비용이 Ogi사의 궤간가변 윤축의 경우 2.73배 높다고 한다.

현재까지 폴란드 궤간가변 열차는 대량 생산은 하고 있지 않으나 대량 생산을 하게 되면 대차 1대의 가격을 최대 1/3까지 낮출 수 있을 것으로 보고 있다. 이와 비교하여 본 과제에서 개발하고자 하는 한국형 궤간가변 시스템에 대하여는 부품을 간결화 하여 경제성 면에서도 향상시키고자 하였다.

제 2 절 연구목적 및 범위

2.1 연구목적

본 과제의 최종목표는 대륙철도의 상이한 궤도체계를 통합하여 동북아 물류수송 체계에 적합한 궤간가변 장치 핵심 기술개발이다.

특히, 본 과제에서는 우선적으로 궤간가변 장치의 작동성 확보 관점에서 화차용 궤간가변 장치 핵심기술의 개발을 목표로 하며, 철도 시스템으로서 갖추어야 하는 신뢰성 및 안전성에 대한 연구를 수행한다. 본 과제에서 개발하는 모듈화된 궤간가변 장치 기술은 추후 대륙철도 연계 운행까지 고려한 차량들을 개발 시 적용될 것이다.

2.2 연구내용 및 범위

가. 연차별 연구내용

◎ 1차년도 (2003) : 궤간가변 메카니즘 및 궤간 가변장치의 시스템 요구사항 도출

- 궤간가변 장치 기술개발 추이 및 특허범위 분석, 궤간 가변장치의 Patent Map(특허 맵)을 작성
- 궤간가변 메카니즘 원리 구축 및 기술적 요구사항 조사
- 대륙연계 해당국가 연구소인 스페인 Talgo, 독일 RAFIL, 러시아RRRI, 폴란드 PKP등의 궤간가변 기술개발 사례 조사 및 협력 방안 마련
- 동북아 물류수송 체계에 적합한 궤간가변 시스템 요구사항 도출

◎ 2차년도 (2004) : 궤간가변 장치 아이디어 도출 및 개념설계기법 연구

- 궤간가변 메카니즘 설계 기술 개발
- 궤간가변 장치의 동역학적 특성 해석 및 구조해석 기법 연구

◎ 3차년도(2005): 궤간가변 장치 기초 해석 및 설계

- 궤간가변 윤축 부품의 동특성 기본설계 (상호 작용력)
- 잠금부품의 강도계산 및 설계 (피로수명 예측)

- 광궤-표준궤 전주행을 위한 상이한 레일 단면 관련 주행안정성 해석
- 궤간가변장치 진동특성 해석
- 변환 가이드/릴리스/그루브 레일의 동특성 해석 및 설계

◎ 4차년도(2006): 궤간가변 장치 설계기술 확립
- 궤간가변장치 동특성 설계 (상세설계)
- 궤간가변대차 제동장치 기본안
- 대륙운행을 위한 내한 소재 검토
- 잠금기구 부품의 강도/피로 수명 해석 및 시험
- 궤간가변 압축스프링 부품 설계 및 시험
- 표준/광궤 조건에 따른 차륜 마모도 해석
- 지상 궤간변환 레일 관련 연구
- 궤간가변 모니터링 시스템 연구 (I) - 기본 설계

◎ 5차년도(2007): 궤간가변 장치 시스템 통합 및 Mock-up 제작/평가
- 궤간가변 장치 Mock-up 제작
- 궤간가변 부품의 밀폐 검토
- 궤간가변 윤축 굽힘 피로강도 해석
- 궤간가변 윤축 피로시험
- 궤간변환 모니터링 시스템 연구(II) - 상세설계

나. 연구개발 흐름 요약

본 과제의 성격은 궤간가변 기능만을 가지는 대차를 개발하는 것이 아니라 기존 대차에 궤간가변 기능을 추가하는 것이다. 따라서 궤간가변 기능을 완성하였다고 하여 과업이 완성되었다고는 할 수 없으며 철도차량 대차가 가지는 일반 성능을 모두 보장하여야 한다. 그렇다고 해서 기존 대차의 일반 성능 부분까지 완전히 새로운 것을 만드는 것이 아니며 궤간가변 기능의 추가가 기존의 일반 성능 부분에 끼치는 영향이 없도록 하는 것이 목표이다.

따라서 궤간가변 기능을 설계할 때 대차의 일반 성능이 보장되도록 고려하여야 한다. 또한 궤간가변 기능을 구현한 후 그 기능이 대차 일반 성능에 주는 영향을 파악하여 확인하여야 한다. 필요시 기존 대차 부분의 일부분을 개선하여야 할 것이다.

본 과제의 초기 연구기간에는 궤간가변 기능을 구현할 윤축 개발에 집중하였으며, 후반부의 연구에서는 윤축의 신뢰성을 높이는 설계 작업과 함께 그 윤축이 대차에 적용되었을 때 대차의 모든 성능이 보장되는지를 검증하고 개선하는 작업을 수행하였다.

본 궤간가변 장치의 개발에 있어서 연구개발 주안점은 독창성, 경제성, 호환성, 유지보수 용이성, 신뢰성 및 안전성 측면을 고려하였다.

개략적으로 살펴보면 1차년도에는 동북아 물류수송 체계에 적합하며 독창적인 궤간가변 장치를 개발하기 위한 기반을 구축하는 단계로서 궤간가변 시스템의 기술조사와 함께 요구사항을 분석하였다. 이를 위하여 특허범위 분석 및 특허맵 작성, 궤간가변 메커니즘의 기술적 분석을 수행하였다. 이후 2차년도에 독자적인 궤간가변 메커니즘 아이디어를 도출하고 궤간가변 장치에 대한 동역학 및 구조해석을 연성하여 수행할 수 있는 S/W를 구축하였다. 3차년도에는 화차용 궤간가변 장치의 기본 설계 및 해석을 수행하였다. 특히, 궤간가변 대차 및 차량의 주행안전성 예측 및 설계, 주행 시 및 궤간변환 시의 핵심 잠금 부품의 구조해석 및 피로수명 해석, 궤간변환 레일의 기초 구조해석을 수행하였다. 4차년도에는 대륙철도 운행 시 요구되는 내한성을 고려한 각 부품의 상세 해석 및 설계를 수행하였으며, 5차년도에는 해당 모델에 대한 Mock-up을 제작하고 피로 시험 등 신뢰성 연구를 수행하였다.

다. 연도별 세부 연구내용 및 범위

◎ 1차년도

궤간가변 장치 기술개발을 위한 시작 단계로서 동북아 물류수송 체계에 적합하며 독창적인 궤간가변 장치를 개발하기 위한 기반을 구축한다. 이를 위하여 다음의 각 항에 대한 연구를 수행하였다.

○ 국외 궤간가변 장치 기술개발 추이 조사

- 해당 기술의 해외 동향을 조사하여 궤간가변 장치 기술의 개발 추이를 파악한다. 그 결과는 세부적인 기술개발 방향을 결정하고 해외협력 방안을 마련하는데 참고자료로 쓰이게 된다.

○ 궤간가변 장치 관련한 특허 조사, 특허맵 작성 및 분석

- 국내외 궤간가변 장치에 관련된 특허를 포괄적으로 조사하여 정리한다. 이를 이용하여 특허맵을 작성하고 분석한다. 그 결과는 기존에 선진국에서 개발하여 선점하고 있는 궤간가변 메커니즘 특허에 대응하여 독창적인 메커니즘을 개발하는데 참고하게 된다. 특허맵은 해외 국가 또는 기업들의 기술개발 전략 및 중점 분야 등을 파악하고 해당 기술 시장의 성향을 파악하는데 이용될 것이며 우리의 궤간가변 장치 기술개발 방향을 결정하는데 자료가 된다.

○ 궤간가변 메커니즘 원리 구축 및 기술적 요구사항 조사

- 궤간가변 메커니즘의 원리를 파악하고 동적 거동에 대한 모사를 수치적으로 구현할 수 있는 S/W를 구축한다. 구축된 S/W를 이용하여 앞서 해외에서 개발된 궤간가변 장치의 동적 거동에 대한 모사를 수행하고 S/W를 검증한다. 모사 수행과정에서 궤간가변 메커니즘 원리를 구축할 뿐만 아니라 기술적 요구사항을 파악한다. 또한 동특성 해석 S/W는 향후 궤간가변 장치 개념설계 및 상세설계 후 장치를 실제로 제작하기 전에 기능 및 성능을 모사하는데 이용된다. 이를 통하여 개념 및 상세설계를 더 원활히 할 수 있으며, 특히 우리나라에서와 같이 궤간가변 장치 개발의 경험이 전무한 상황에서 해당 S/W와 같은 설계 지원 도구의 구축이 중요하다.

○ 동북아 물류수송 체계에 적합한 궤간가변 시스템 요구사항 도출

- 궤간가변 장치가 운행될 철도 환경에 대한 조사를 수행하고, 그러한 동북아

물류수송 체계에 적용되기 위하여 필요한 시스템 요구사항을 파악한다.

◎ 2차년도

동북아 물류수송 체계에 적합하며 독창적인 궤간가변 장치를 개발하기 위한 장치 아이디어 도출 및 설계 기반을 구축한다. 이를 위하여 다음의 각 항에 대한 연구를 수행하였다.

o 창의적 공학설계 기법의 조사 및 적용 연구

- 해외에서 선점하고 있는 궤간가변 메커니즘 특허에 대응하여 독창적인 메커니즘을 개발하고자 한다. 또한 좀 더 최적의 설계안에 근접하고 개발 기간의 단축을 위해 체계적인 기계 설계 방법을 조사하고 적용하고자 한다. 그러한 방법으로 품질기능전개 (QFD method)와 기능적 분해, TRIZ법 등을 궤간가변 장치 설계에 적용하고자 하였다.

o 궤간가변 메커니즘 아이디어 도출

- 궤간가변 장치를 하부 기능들로 분해하여 독립적인 하부 문제들로 다루어 해결한다. 이때 궤간가변장치의 핵심부분인 잠금방식에 대한 아이디어의 도출을 위하여 일반 기계류의 잠금 메커니즘을 조사하며, 브레인스토밍과 TRIZ법으로 각 기능별 해결방안 개통도를 작성한다. 각 방안들의 조합으로 개념안을 도출하고 평가한다.

o 궤간가변 개념설계안 전개 및 개선

- 조합된 것들 중 유력한 개념안을 구체화시키며 CATIA 등의 S/W를 이용하여 기본적인 치수를 결정하고 부품들을 유기적으로 구성/통합한다. 이때 각 기능들이 최적의 기능을 수행할 수 있도록 각 부품 및 체결방식 등을 개선시킨다. 한편, 궤간가변 장치의 핵심 부품이라고 할 수 있는 축 상의 위치 변화 시 마찰 또는 마모를 줄이기 위한 베어링의 소재 등의 기초 조사를 수행한다.

o 궤간가변 장치의 동역학적 특성 해석 및 구조해석기법 연구

- 해당 장치의 기본 설계 시 도구로서 궤간가변 메커니즘의 원리를 파악하고 동적 및 구조적인 거동에 대한 모사를 수치적으로 구현할 수 있는 S/W를 구축한다. 구축된 S/W를 이용하여 앞서 해외에서 개발된 궤간가변 장치의 동적 거동에 대한 모사를 수행하고 S/W를 검증한다. 모사 수행과정에서 궤간가변 메커니즘 원리를 구축할 뿐만 아니라 기술적 요구사항을 파악한다. 또한 해당

해석 S/W는 향후 궤간가변 장치 설계 시에 제작하기 전에 기능 및 성능을 모사하는 3D Mock-up을 구성하는데 이용된다. 이를 통하여 설계, 제작, 시험 및 평가 절차가 반복되는 개발과정에서 오류를 줄이고 시간과 비용을 단축한다.

◎ 3차년도

궤간가변 윤축을 장착한 대차 또는 열차의 성능은 궤간변환 성능과 주행 성능으로 크게 나누어 볼 수 있다. 궤간변환 성능은 고정되었던 궤간을 다른 궤간으로 변경하기 위하여 차륜의 위치를 변화시키는 과정 동안에 잠금 부품들의 작동이 순조롭게 되는 것과 변환 구간을 문제없이 통과하는 성능이라고 할 수 있다. 반면에 주행 성능은 고정된 궤간의 철도를 주행할 때 일반적인 궤도 상태에서 탈선이나 큰 진동이 없이 안전하게 쾌적하게 달릴 수 있는 성능을 말한다.

그러한 작동성능을 확보하기 위해 화차용 궤간가변 장치의 기초 해석 및 설계를 수행하였다. 이를 위하여 다음의 각 항에 대한 연구를 수행한다.

○ 궤간가변 윤축 부품 동특성 기본설계 (상호 작용력)

- 전년도의 연구에서 독자적인 궤간가변 윤축 시스템 개념을 도출한 바 있다. 그러한 궤간가변 윤축 시스템의 개념을 구체적으로 전개해 좀더 자세한 기본 설계안을 마련하고자 한다. 이때 궤간 잠금의 견고성, 강도 향상, 유지보수의 용이성에 주안점을 둔다.
- 궤간가변 장치 각 부품들이 원활히 상호 작용하여 전체 시스템의 작동성을 보장하도록 하는 것을 목표로 한다. 이를 위해 각 궤간가변 부품들이 작동되는 궤간변환 구간에 대해서 수치적인 모사 (simulation)를 수행한다. 우선 각 부품들을 강체로 가정하고 부품의 관성, 부품간의 힘 작용, 중력, 맞물리는 부품의 형상을 세밀히 모델링하여 계산하고 동특성 (dynamic characteristics)인자를 산출한다. 이때 핵심 부품 중 하나인 압축 스프링 상수의 적정치 범위를 설계한다. 이러한 작업을 위해서 다물체 동역학 해석 프로그램으로 RecurDyn을 이용한다.

○ 광궤-표준궤 전주행을 위한 상이한 레일 단면 관련 주행안정성 해석

- 본 과제에서 개발하는 궤간가변 장치는 여러 대차 프레임에 장착이 가능한 모듈형 윤축 방식이다. 따라서 본 장치의 개발에 있어서 어떠한 대차 프레임들과 궤도 조건에 적용이 가능한지를 설정하거나 알아야 한다. 즉, 궤간가변 성능과 주행 성능을 보장할 수 있는 조건을 알아내는 과정이다.

이와 관련하여 해결해야 하는 문제로는 다음과 같다.

"주어진 차륜 (하나의 답면 형상)이 서로 다른 궤간과 레일 단면을 가지는 철도를 달릴 때 직선부와 곡선부 각각에서 기존의 허용 최고 속도로 안전하게 주행할 수 있는가?"

철도 차량은 레일과 상호 작용하는 비선형적인 시스템이다. 따라서 앞의 문제를 해결하기 위해서는 하나의 부품인 윤축만으로는 안 되고 차량 전체 시스템으로 살펴보아야 한다. 따라서 추후 본 시스템의 활용이 가장 많이 예상되는 고속화차용 대차가 적용된 컨테이너 화차에 대하여 궤간가변 윤축을 장착한 시스템으로 재구성한다. 궤간가변 윤축을 장착할 수 있도록 대차 프레임 및 제동장치 부분을 변경하고 그러한 차량에 대해 동역학적인 모델을 작성한다. 이후 철도 차량의 주행 동특성을 모사할 수 있는 ADAMS/Rail을 이용하여 주행 시 거동을 예측한다. 이때 본 시스템이 주로 투입될 동북아 지역 국가인 남한, 북한, 중국, 러시아의 상이한 궤도 조건에 대해 직선 및 곡선구간을 허용 최고 속도 주행으로 모사하고 동적 평가 인자 (횡압력, 탈선계수, 윤중 변동, 차체 가속도)를 계산한다. 이 값을 국제 규격에서 제안하고 있는 기준치와 비교하여 안전도를 평가한다. 이것은 차후 본 궤간가변 화차 운행에 대한 국가 간 승인절차 시에 적용되는 기준이기도 하며 이에 대응할 수 있도록 한다.

○ 궤간가변 장치 진동 특성 해석

- 철도 차량의 주행 중 진동은 차륜-레일, 차축-현가장치, 현가장치-대차 프레임, 현가장치-차체 등의 상호 작용들에 의하여 발생하고 그 크기가 증폭될 경우 차량의 주행 안전에도 큰 영향을 미친다. 따라서 윤축, 대차, 차체 주요 부분의 상호 운동에 따른 피칭, 요잉, 롤링 각 고유 주파수 및 모드 형상들을 살핀다. 이때 본래의 화차와 궤간가변 윤축을 장착한 화차의 고유 주파수 차이를 살펴보고 궤간가변 윤축 장착이 주는 영향의 크기를 살핀다.

○ 주행 시 궤간가변 대차 탈선 가능성 해석 및 설계

- 철도 차량은 레일 위를 주행할 때 원추형 답면 형상에 기인한 헌팅 운동을 한다. 일반적으로 주행 속도가 클수록 헌팅의 진폭이 커지며 결국 차륜 플랜지와 레일 두부 간에 접촉이 발생하고 큰 횡압력이 작용되게 되고 더욱 속도를 올리면 탈선에 이르게 된다. 이러한 헌팅 현상은 철도차량의 임계속도 및 허용 최고속도와 관련이 있다. 따라서 궤간가변 화차에서 속도를 계속 끌어올려 임계 속도 및 최고 속도 설정의 관점에서 그 거동을 살펴본다.

○ 잠금부품의 강도계산 및 설계 (피로수명 예측)

- 궤간가변 차량의 안전성을 확보하기 위하여 각 시스템 및 부품들의 응력 및 내구성 해석을 통한 건전성을 평가하는 것이 필요하다. 그 일환으로 궤간 변환구간에서의 동적 해석 시뮬레이션으로부터 통과속도에 따른 접촉력 이력을 산출하고, 유한요소해석(finite element analysis) 시뮬레이터를 이용하여 궤간가변의 핵심부품인 잠금부품들의 접촉응력을 평가한다. 또한 잠금부품들에 강한 횡압이 걸리는 곡선구간 주행 시 건전성을 확인하기위하여 이 구간에서의 차륜의 횡압 이력 하에 잠금부품들 사이의 접촉응력을 해석한다. 최종적으로 궤간 변환구간 및 곡선구간에서 내구성 해석 시뮬레이터를 이용하여 잠금부품들의 피로수명을 평가한다.

○ 변환 가이드/릴리즈/그루브 레일의 동특성 해석 및 설계

- 궤간가변 장치는 궤간가변 윤축 시스템 이외에도 서로 다른 궤간의 철도를 잇는 지점에 위치하게 되는 지상 궤간변환 시설을 포함한다. 본 과제에서 개발하는 궤간가변 장치에는 비교적 간단한 지상 시설이 적용되며, 가이드, 릴리즈, 그루브 레일, 걸림쇠 해정 레일로 이루어진다. 지상 궤간변환 시설을 통과할 때만 궤간가변 윤축 시스템의 궤간 변경이 이루어진다. 궤간변환 속도를 결정하는 궤간변환 구간 통과속도와 궤간잠금 해정 구간 레일 길이가 궤간가변 윤축에 주는 동적 영향을 파악한다.
- 본 궤간가변 윤축에서는 릴리즈 디스크가 압축 스프링에 의해 밀려 있다가 릴리즈 레일에 의해 반대로 밀리어 궤간 잠금을 해제한다. 따라서 궤간변경이 이루어질 때 릴리즈 레일에 횡압이 걸리게 되며 릴리즈 레일에 적정한 수준의 강도 및 강성이 요구된다. 그러한 릴리즈 레일에 응력이 집중되어 취약 부위가 없는 지 및 개선 가능 여부를 파악하고 체결구의 간격에 대한 영향을 살펴본다.

◎ 4차년도

궤간가변 장치의 작동성능을 확보하기 위해 화차용 궤간가변 장치의 상세 설계를 수행하였으며 부품의 신뢰성 향상을 위한 해석 및 평가를 수행하였다. 이를 위하여 다음의 각 항에 대한 연구를 수행한다.

○ 궤간가변 윤축 동특성 상세설계

- 이전년도 연구에서 관련 해외 기술 및 특허와 동북아 운행환경을 조사 연구하여 이를 바탕으로 독자적인 궤간가변 윤축 개념을 도출하고 기본적인 성능 해석을 수행하였다. 실제 제작이 이루어질 수 있는 상세설계를 하고 궤간가변 윤축장치 작동 Mock-up을 제작하여 제작성, 조립성 등을 파악하였다. 또한 작동성 시험지그를 설계 및 제작하여 작동성 시험을

수행하고 3D모델에서 수행한 궤간 가변 동작을 입증하며 개선점을 도출하여 반영하였다.

- 상세설계 과정에서는 궤간가변 장치의 각 구성품들에 대한 정확한 형상 및 치수, 재질 특성, 압입력 그리고 구성품들과의 인터페이스 등에 대한 기술사양을 정하게 되고 설계 know-how를 축척하였다.
- 궤간가변 윤축의 경우 1.5배의 질량 증가로 인하여 동적/구조적 특성이 크게 바뀌게 되어 예기치 않은 진동으로 부품의 마모 및 파손이 가속화 되거나 탈선 원인이 될 수 있다. 따라서 동적 응답 특성, 즉 modal 특성을 유한요소해석법을 통해 파악하여 시스템의 안전성 및 신뢰성 향상에 반영하였다.
- 잠금기구의 결합에 의해 유지되는 윤축의 궤간에서 제작상의 공차 또는 작동 중의 마모 등에 의한 공차의 허용 가능한 값을 국내 및 러시아 철도차량 규격을 비교하여 검토하였다.

○ 궤간가변 대차 제동장치 기본안

- 국내 화차용 대차에 궤간가변장치 채용 시 차륜이 궤간가변장치의 작용으로 표준궤 및 광궤로 이동하므로 국내 화차용 용접대차에 적용된 답면 제동장치를 단순히 사용하기 어렵다. 따라서 이를 해결하기 위하여 궤간가변장치에 의한 차륜의 이동에 전혀 영향을 받지 않는 차축디스크 제동장치를 기존의 답면 제동장치 대신 적용하는 방안을 검토하고 기본안을 제안하였다. 먼저 여러 종류의 차축디스크 제동장치에 대한 제원을 조사하여 대차 내 차축디스크 제동장치의 설치 공간 및 차량의 하중조건 즉 영/공차 시 제동거리 및 제동시스템에 대하여 검토하고 국내 화차용 용접대차에 적합한 차축디스크 제동장치를 제안하였다. 또한 독일에서 제안된 답면제동장치를 궤간가변 장치에 적용할 수 있게 하는 시스템에 대하여 검토하였다.

○ 대륙운행을 위한 내한 소재 검토

- 본 궤간가변 차량이 투입될 수 있는 지역인 시베리아에서 운행이 가능하기 위해서는 -60℃에 이르는 극한 환경에서도 구조적인 성능을 유지하는 소재가 이용되어야 한다. 궤간가변 장치 부품들과 대차의 각 부품들을 대상으로 저온 서비스에 적합한 철강 소재에 대하여 살펴보았다. 러시아 철도차량 부품 소재에 대해서도 조사되었다.

○ 잠금기구 부품의 강도/피로 수명 해석 및 시험 (저온 강도/피로 평가)

- 상온 영역에서 잠금부품들의 접촉 응력을 평가하고 잠금부품들의 피로수명을 평가할 뿐만 아니라 궤간가변 차량의 안전성을 향상시키기 위하여

잠금기구에 대해 -60℃까지의 온도별로 저온 인장시험을 통한 인장강도, 항복강도, 연신률 등의 저온에서의 기계적 물성을 실험적으로 평가한다. 또한, 잠금기구 소재에 대한 저온 내구성 해석을 통한 피로수명 평가와 내구성 해석의 신뢰성을 확보하기 위한 방안으로 잠금기구 소재의 저온 환경에서의 피로시험을 통한 내구성 평가를 수행하였다.

○ 궤간가변 압축스프링 부품 설계 및 시험 (저온 피로 시험)

- 궤간가변 윤축에서 압축스프링은 주행 시 플랜지를 스프링 탄성력에 의해서 축 중심 방향으로 누르도록 이미 압축 변형되어 장착된다. 궤간 변환 중에는 릴리즈 레일에 의해 밀린 플랜지에 의해 압축스프링은 더욱 압축 변형된다. 궤간 변환에 의해 압축스프링은 수축과 이완을 반복하게 된다. 특히, 대륙철도의 극한 환경에서도 이러한 작동이 무리 없게 되어야 한다. 본 과제에서는 혹시라도 압축스프링이 파손될 경우를 대비하여 2차 안전장치로서 플랜지 걸림쇠부를 추가하였으나, 이것은 주행 중 탈선 사고 등을 대비한 것이며 압축스프링이 파손되면 궤간가변의 본래 역할을 수행할 수 없다. 따라서 신뢰성 있는 작동을 보장하기 위해 이러한 작동환경 하에서 압축스프링의 구조적인 건전성이 확보되어야 한다. 본 연구에서는 궤간가변용 압축스프링의 형상에 대한 최적설계안을 유전자 알고리듬을 이용하여 제시하였으며, 국내에서 제작하였다. 유한요소해석을 통하여 응력을 파악하였으며, 또한 실제 제작된 스프링에 대하여 변위제어 피로시험을 상온, -60도 및 -80도 저온 환경에서 수행하였다.

○ 표준/광궤 조건에 따른 차륜 마모도 해석

- 차륜 또는 레일에서 발생하는 마모는 해당 부품의 유지보수 또는 교환에 드는 비용과 노력을 증가시킬 뿐만 아니라 차륜과 레일의 답면의 형상이 바뀌게 되므로 차량의 안정성과 곡선 주행 성능 등 동역학적 거동에도 영향을 미치고 안전한 주행을 저해하는 역할도 할 수 있다. 특히 궤간가변 윤축에서의 차륜은 하나의 차륜이 서로 다른 국가의 상이한 규격의 레일들 위를 주행하여야 하는데 차륜 마모의 양상이 서로 다를 수 있으며, 어느 규격의 레일 위를 주행 시 마모가 두드러질 경우 차륜과 레일 모두에서 유지보수 비용이 증가하게 되며 안전에도 문제가 있을 수 있다. 본 과제에서는 남한, 북한, 러시아의 궤도 조건에서 궤간가변 윤축을 장착한 컨테이너 화차가 주행할 때 발생하는 차륜 마모도를 ADAMS/Rail을 이용한 수치해석을 통하여 구하고 비교하였다. 여기서 중국 궤도 조건은 북한 레일의 두부 형상과 같기 때문에 북한 경우의 결과와 같다고 볼 수 있다. 해석에서 국내 KNR 차륜 및 러시아 차륜 답면 형상을 고려하여 마모면에서 더 적합한 차륜 답면 형상을 파악하였다.

○ 지상 궤간변환 레일 관련 연구

- 본 과제에서 다루는 궤간가변 시스템은 폴란드와 독일에서와 같이 하중지지 없이 궤간을 변환하는 모듈형 방식이며, 궤간 잠금의 방식이 다르지만 그 설계 개념 상 폴란드와 독일의 지상 궤간변환 설비와 서로 호환되도록 하였다. 본 연구에서는 해당 설비에서 릴리즈 레일에서 발생하는 진동 및 소음을 저감하기 위한 개선된 설계안을 도출하였다. 또한 걸림쇠 해정 레일에 대하여 서로 다른 차륜의 크기에 대하여도 원활히 작동할 수 있는 설계 개선안을 제안하였다. 또한 그루브/가이드 레일의 주요 치수 및 공차에 대해 연구하였다.

○ 궤간가변 모니터링 시스템 연구 (I) - 기본 설계

- 궤간변환설비에 대하여 궤간가변 진행상황을 모니터링하고 혹시 모를 고장을 검지할 수 있는 모니터링 시스템을 제안하였다. 이때 레일 응력 상태를 파악할 수 있도록 하였고 이에 적합한 센서를 검토하였다.

◎ 5차년도

궤간가변장치를 적용한 화차용 궤간가변 대차의 목업을 설계 제작하였으며 신뢰성 확보를 위하여 궤간가변 윤축의 굽힘 피로강도 해석과 피로시험을 수행하였다. 또한 궤간변환 모니터링 시스템에 대한 S/W 작성과 시험을 수행하였다.

○ 궤간가변 장치 Mock-up 제작

- 전년도에 수행한 궤간가변 윤축 작동성 시험 결과를 반영하여 궤간가변 윤축 및 화차용 궤간가변 대차의 제작도면을 제작하였다. 특히 제동장치에서 기존의 답면 제동장치를 경제적이고 유용하게 적용할 수 있도록 하는 장치를 고안하여 설계에 반영하였다. 제작도면을 바탕으로 양산 및 실제작에 앞서 Risk를 줄이고 최종적인 평가를 할 수 있는 궤간가변 대차 목업을 제작하였으며, 이때 대부분 실 소재를 이용하였다.

○ 궤간가변 부품의 밀폐 검토

- 궤간가변 잠금장치 시스템은 궤간변환 시 릴리즈디스크와 잠금기구가 슬라이딩되어 잠김과 풀림이 이루어져 변환되어 지는 구조이며 특히 슬라이드 베어링은 오일, 먼지, 빗물, 습기와 분진 등으로부터 차단되어야 하므로 적합한 밀폐장치를 설계하여 제작하였다. 이는 차륜 안쪽의 잠금부를

보호하는 내측 잠금장치 커버와 차륜 바깥쪽에서 차축의 슬라이딩 면과 슬라이드 베어링의 테프론 코팅의 오염을 방지하는 외측 잠금장치 커버로 구성되며, 철도차량에서 시행되는 누수시험 절차를 따라서 시험하여 성능을 확인하였다.

o 궤간가변 윤축 굽힘 피로강도 해석

- 궤간가변 차량의 안전성을 확보하기 위하여 각 시스템 및 부품들의 응력 및 내구성 해석을 통한 건전성을 평가하는 것이 필요하다. 전년도에서는 각 부품의 설계 과정에서 부품 위주로 해석이 이루어졌다. 여기서는 궤간가변 윤축 전체에 대하여 안전성 확보를 위한 피로강도 해석을 수행하였으며, 이때 유한요소해석(finite element analysis) 시뮬레이터를 이용하였으며 UIC 규격에 따른 하중 조건에 대해 평가하였다.

o 궤간가변 윤축 피로시험

- 궤간가변 화차에 대한 국제 철도규격 UIC 510-4에 의해 궤간 가변 윤축시스템은 표준궤 및 광궤 주행구간에서 운행에 투입되기 전에 피로강도를 결정하는 굽힘 피로 시험을 통하여 검증 받아야 한다. 이것은 철도차량의 신뢰성 확보를 위해 필요하며 주행 안전성을 검증하는데 이용된다. 따라서 실제 소재로 궤간가변 윤축을 제작하여 25톤 가진기 등을 이용하여 천만회 반복하중의 2축 피로시험을 수행하였다. 각 단계마다 비파괴검사를 시행하여 건전성을 파악하였다.

o 궤간변환 모니터링 시스템 연구(II) - 상세설계

- 궤간가변 시스템에 대해 더욱 높은 안전 및 신뢰성의 보장을 위하여 혹시 모를 파손이나 오작동을 검지할 수 있는 독자적인 궤간변환 모니터링 시스템을 더 세부적으로 설계하고 해당 S/W를 작성하고 실제 제작하여 축소모형에 시험하여 검증하였다.

제 2 장
국내외 기술개발 현황

제 2 장 국내외 기술개발 현황

제 1 절 국내 기술개발 현황

2000년에 남북 정상이 만나서 선언한 '6.15 공동선언(2000. 6. 15)'으로 남북철도 연결사업이 가속화되었으며, 경의선 및 동해선 연결을 통한 남북철도 시험운행이 2007년 5월 17일 시행되었다. 그러나 지난 60년간 오랜 남북철도의 단절로 인하여 북한 및 대륙철도와의 호환성에 대한 고려나 연구가 매우 부족하였다. 특히 남북철도와 러시아 철도의 연계 운행을 위해 필요한 국경에서의 궤간 차이 문제의 해결에 대해서도 연구가 부족하였다.

국내에서 이와 관련하여 수행된 연구로는 "대륙철도연계용 궤간가변 시스템 개발사례 조사 - 해외 개발 적용사례 중심으로 - (2002. 6, 철도청, (사)한국철도차량엔지니어링)"과 "TSR-TKR 통합 운영시스템 구축을 위한 기초연구 (2002. 8. 한국철도기술연구원)"이 있다. 그러나 이들 과제에서는 스페인, 독일, 러시아, 폴란드, 일본 등에서 개발 중인 궤간가변 시스템을 소개한 데 그치고 있으며 기본적인 조사만이 이루어졌을 뿐, 본 연구 과제를 제외하고는 궤간가변장치 기술개발에 대한 국내 연구는 전무한 실정이다.

한편, 코레일에서는 2003년도에 "대륙연계수송용 컨테이너 겸용 평판차" 개발 연구를 수행한 바 있다. 그러나 역시 대차는 표준궤간의 것으로 궤간가변장치를 고려하지 않았다.

제 2 절 국외 기술개발 현황

2.1 개요

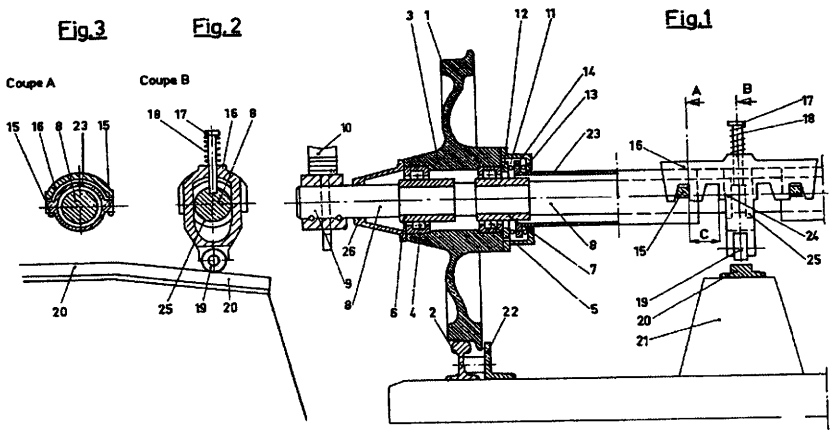
비 표준 궤간을 사용하거나 비 표준 궤간 사용국가와 접경을 이루는 국가들로서 스페인 (1435 mm, 1668 mm 혼용), 독일(1435 mm), 일본(1067 mm, 1435 mm 혼용), 러시아(1520 mm), 폴란드(1435 mm), 프랑스(1435 mm) 등이 주행하면서 궤간을 변경하는 궤간가변 차량을 개발하였거나 진행 중에 있다.

궤간가변 시스템의 적용을 세계에서 가장 처음으로 검토 개발하여 실용화한 국가는 스페인이다. 처음 철도를 건설할 당시 스페인은 강대국인 프랑스의 남서쪽에 위치한 지리적인 여건으로 인해 인접국으로부터의 침입 등을 방지할 목적으로 광궤(1,668 mm)를 채택하였으며 계속 운영해 왔다. 그러나 그러한 광궤의 운영은 신선구간 및 인접 유럽 각국이 운영하는 표준궤 (1,435mm)와의 궤간 차이로 인한 문제점을 야기하게 되어 원활한 여객 및 화물 수송에 걸림돌이 되었다. 이러한 문제의 해결책으로 스페인 국철은 궤간가변 시스템을 적극적으로 검토하게 되었으나, 이후에 주행

안전성, 신뢰성 등을 보장하는 궤간가변 대차 개발의 어려움으로 인하여 1966년 7월에 세계적으로 아이디어를 모집하는 공모전을 열게 되었다. 공모전에서 내건 궤간가변 대차의 조건은

- o 2축 대차방식으로 대차의 보수가 종래의 차량공장에서 가능할 것
- o 궤간가변 윤축의 이상과 손상 유무를 용이하게 검사할 수 있을 것
- o 주행거리 10만km, 궤간 변환회수 1000회당 1회의 보수로 적절한 시스템일 것

등이었다. 이러한 국제 공모전에는 스페인, 프랑스, 스위스, 독일, 영국, 이스라엘, 미국, 일본, 네덜란드에서 제출된 44건의 응모가 있었다. 1등은 스위스의 Vevey 방식(Fig. 3-1 참조), 2등은 스페인의 Ogi 방식이 선정되었다. 현재의 Talgo사 방식은 1축 궤간가변 대차에 제안되었던 것으로 기술적인 완성도가 높게 평가된 특별상으로 선정되었다. Vevey와 Ogi 두 방식의 궤간가변 대차는 프랑스 국철 등의 협력을 통하여 궤간가변 시험, 객차와 화차에 적용하여 실시된 수만 킬로미터 거리의 본선 내구성·주행시험 등을 10수년간에 걸쳐 수행하였다. 해당 시험들에서는 시스템의 개량에 중점을 두면서 차례차례 시험을 수행해 나갔다. 하지만 궤간변환 부품의 미소진동과 마모의 문제, 대차가격, 보수 관련 문제들이 있었다. 그러나 현재는 어느 정도 해결하여 실용화 되어있는 상태이다.



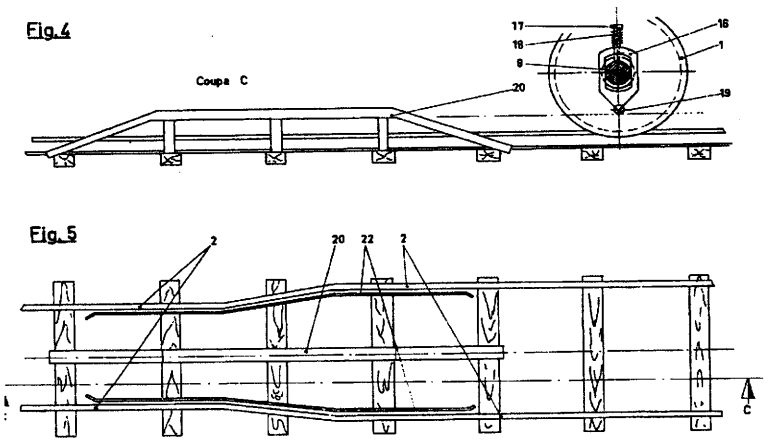


Fig. 2.1. 스페인 국철의 공모전에서 1등을 수상한 Vevey 시스템 개략도.

이밖에 독일의 DBAG/RAFIL, 일본의 RTRI, 폴란드의 PKP, 러시아의 RRRI, 불가리아의 BDZ 등에서도 궤간가변 시스템의 연구가 이루어 졌으며, 독일, 일본과 폴란드에서는 상당한 진척이 있었다. 이 중에 폴란드 시스템은 상용화가 이루어 졌으며 일본은 시험이 완료 단계에 있다.

이들 각 국의 궤간 가변 시스템을 검토한 결과, 지지 레일(support rail)이 필요한 스페인의 Talgo RD나 일본 RTRI의 GCT 보다는 독일의 RAFIL/DBAG 방식이나 폴란드의 SUW 2000 방식이 이종 시스템간의 통합운행이나 지정학적 연계 필요성 측면에서 유리하다고 판단된다.

본 절에서는 궤간가변 장치 기술 관련한 국외 기술동향을 개략적으로 살펴보고, 더욱 상세한 각국 시스템의 기술적 특성 조사 및 비교분석은 제 3장 제 1절에서 다루기로 한다.

2.2 국가별 동향

2.2.1. 스페인

이베리아 반도 국철의 총연장은 스페인의 경우 11,830km, 포르투갈 2,599km이며 광궤이다. 또한 이베리아 반도국가와 인접한 프랑스와 그 외 국가들의 궤도 폭은 1,435mm이다. 결론적으로 프랑스와 주변 국가들은 궤도 폭 조정이 불가피하다고 할 수 있다. 특히 포르투갈의 Portbou와 프랑스의 Cerbere 구간, 스페인의 Irun과 프랑스의 Hendaye 간의 궤도폭 조정은 필수적이라 할 수 있는데, 이 구간의 철도 이용 승객은 연간 130만 명에 달하며, 화물 운송량은 연간 400만 톤에 달한다. 한편 이들 인접 국가의 지역 간 철도 운행에 있어 가장 큰 문제점은 상이한 궤도 폭인 것으로 나타났다.

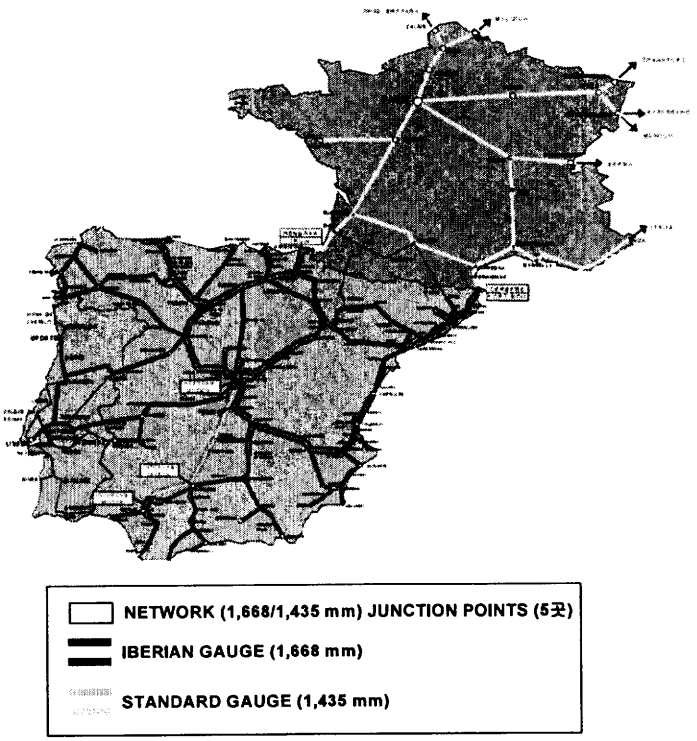


Fig. 2.2. 프랑스 국경지역과 연결되는 스페인 철도의 주요 노선도.

1988년 스페인 정부는 표준 궤간을 이용한 고속철도를 건설할 것을 결정하였다. 이에 따라 1992년 첫 고속철도인 AVE가 Madrid와 Sevilla 구간에 개통되었으나, 이들 구간의 궤도폭이 상이한 것이 문제점으로 드러났다. 실제로 Madrid, Cordoba, Sevilla 지역은 AVE와 기존선이 연결됨에 따라 상이한 궤도 폭이 큰 문제점으로 지적되었다. AVE의 성공적인 운영은 정부가 고속철도에 대한 야심찬 계획을 수립하는데 결정적인 역할을 하였다. 이로 인해 새로운 네 개의 신선이 현재 건설 중이며, 머지않아 약 7,000km의 고속철 구간이 완공될 예정이다.

스페인에서는 국제 화물 운송의 상호접속지점에서 다음의 세 가지 방법을 고려한 바 있다. 첫째, 화차 축을 바꾸어 지역 간 운행을 가능하게 한다. 둘째, 궤도 폭이 각기 다른 플랫폼 간 컨테이너 수송을 위한 결합 운송(combined transport)을 수행한다. 셋째, 철도와 선박을 이용한 기존 시스템을 이용한다. 첫 번째 방법으로 화차는 하루에 750대 운행되었으며, 이는 전체 철도운행의 25%를 차지하는 수치이다. 이와 마찬가지로 두 번째 방법으로는 화차 480대/일(60%), 세 번째 방법으로 화차는 280대/일 운행되었고, 이는 전체 철도운행에 15%를 차지하는 것으로 나타났다.

한편, 여객수송의 면에서 지금까지 스페인에서는 궤간 차이를 극복하기 위해 객차의 대차교환과 'Talgo RD'의 궤간가변 열차 이용의 두 가지 방법을 사용하였다. 첫 번째 방법은 1996년 5월에 이용이 중단되었다. 그 후 스페인 전역에서는 국내 및

국외 지역 간 열차 운행을 위해 Talgo 시스템을 이용하였다. 실제로 Talgo 시스템은 일 평균 24대의 객차에 장착되었다. 그 중 6대는 국제 철도 운행에 이용되었으며, 나머지 18대는 국내의 AVE 노선에 투입되었다.

Talgo 궤간가변 시스템의 주요 특징은 차륜이 두 개의 독립적인 'half-axle'에 장착되었다는 점이다. 또한 다음의 특징을 가진다.

- ○ 차량의 경량화에 따른 견인 비용 절감 및 고속화
- ○ 관절대차 이용에 따른 고속화
- ○ 유도축(guided axle) 장착에 따른 고속화, 안전성 향상 및 운영비용 절감
- ○ 차륜의 독립적인 장착을 통한 안전성 향상 및 차륜과 궤도 마모 감소
- ○ 틸팅 시스템 도입에 따른 차륜과 궤도 마모 감소, 회전구간에서의 속도 증가, 안락성 향상

자동으로 윤축 간격을 변환하기 위한 Talgo RD 시스템은 1968년부터 성공적으로 이용되어 왔다. 운전속도는 220 km/h이며, 마찰에 의한 차량 하중 지지 방식과 윤축은 독립회전 방식으로 되어 있다. 이와 같은 경험을 통해 1996년 Talgo는 새로운 Talgo XXI라 일컫는 "Push-Pull" 객차 개발을 착수했다. 이 차량은 모든 차축에 Talgo RD 시스템이 장착되었다. Talgo XXI 시스템은 궤간이 다른 경우(1,668mm, 1,520mm, 1.435mm)에도 안전성을 확보할 수 있으며, 시속 15km로 운행 중에도 궤간 변환이 가능하다. Talgo XXI 차량은 최근 스페인 철도 인프라 업체인 GIF에 판매되었다. 또한 최근 시베리아 화물수송을 위한 궤간가변 기관차 및 화차를 개발하고 있다고 한다.

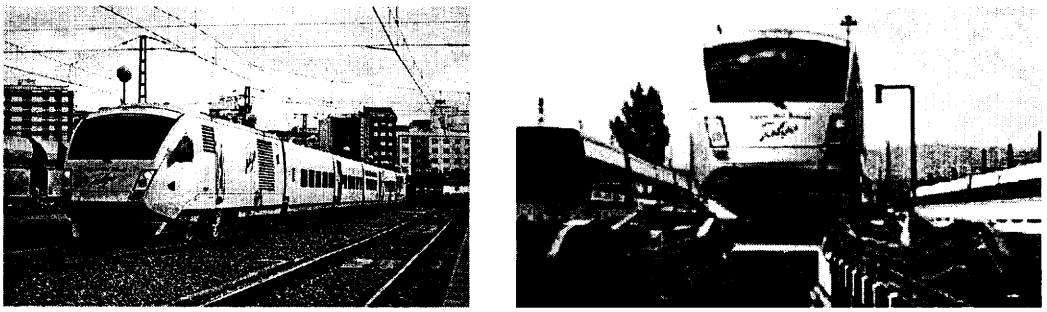


Fig. 2.3. 계속.



Fig. 2.3. 스페인 Talgo 궤간가변 시스템.

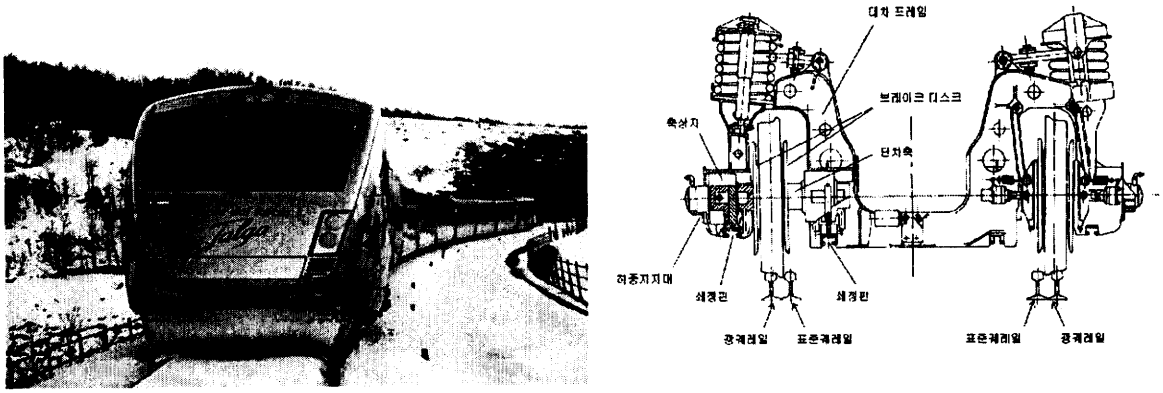


Fig. 2.4. 궤간가변 시스템을 장착한 Talgo XXI 차량 및 대차 단면.

다음은 Talgo XXI 차량 개발 프로젝트에 관한 요약이다.

가. Talgo XXI 차량 개발 프로젝트 - 견인장치

- ○ 1996년 : BT 디젤을 이용한 궤간 변환장치 개발 착수
- ○ 1998년 : ADtranz와 협약
- ○ 1998년 10월 : 모형차량을 이용한 동력테스트 실시
- ○ 2000년 5월 : GIF와 차량 공급 계약

나. Talgo XXI 차량의 주요 특징

- ○ 통합 견인장치 측면 : 2개의 견인장치, 8대의 객차

○ 궤간 : UIC 표준궤간(1,435mm), RENFE 궤간(1,668mm)
○ 전력공급측면 : 25KV AC와 3KV DC, 디젤
○ 차량 경량화
○ 틸팅 장치
○ 밀폐된 차체
○ Guided axle 시스템
○ 전자 완충장치
○ 승객 정보 제공 및 오락 시스템
○ 편리한 접근성
○ 일등석, 이등석, 카페테리아 차량 운영

다. RD 시스템을 장착한 XXI 궤간 변환 장치

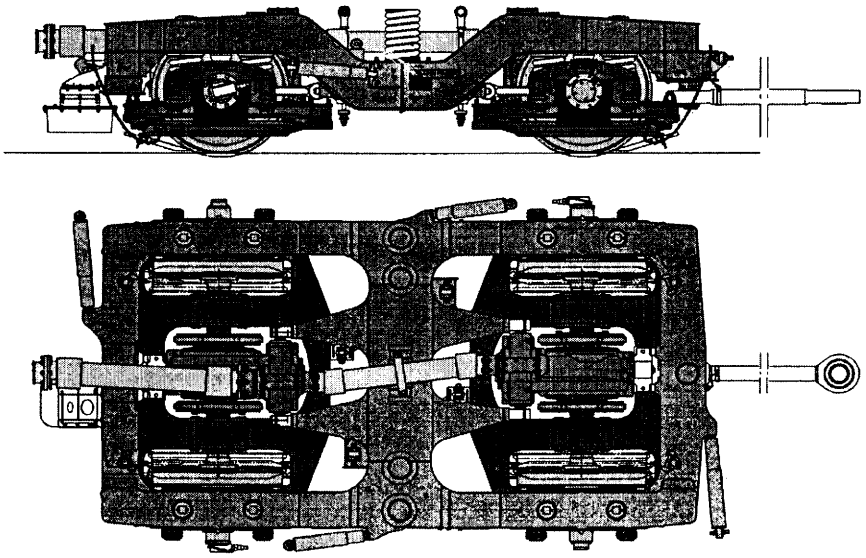


Fig. 2.5. 궤간가변 시스템을 장착한 Talgo XXI 차량.

라. 궤도 운행 시험
○ 운행거리 : 108,433km
○ 궤간 변환 장치 : 축 당 478번 변환
○ 최고 속도 : 225km/h
○ 측면 가속 : 1.5㎨

마. 동특성 시험

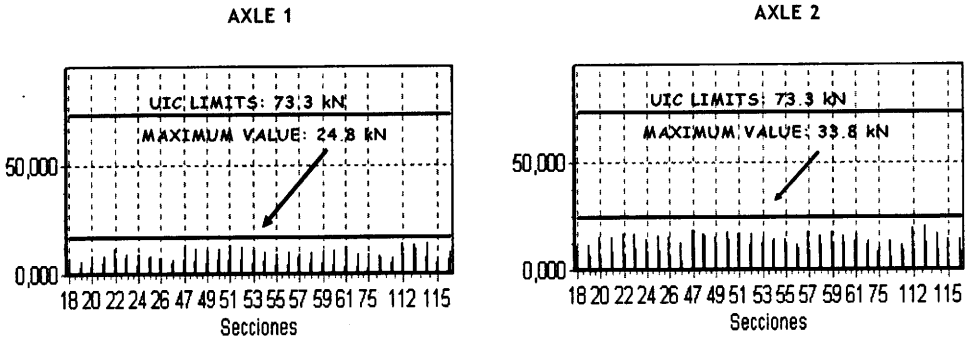


Fig. 2.6. Talgo XXI 차량의 동특성 시험 결과.

바. RENFE 노선에서의 결과

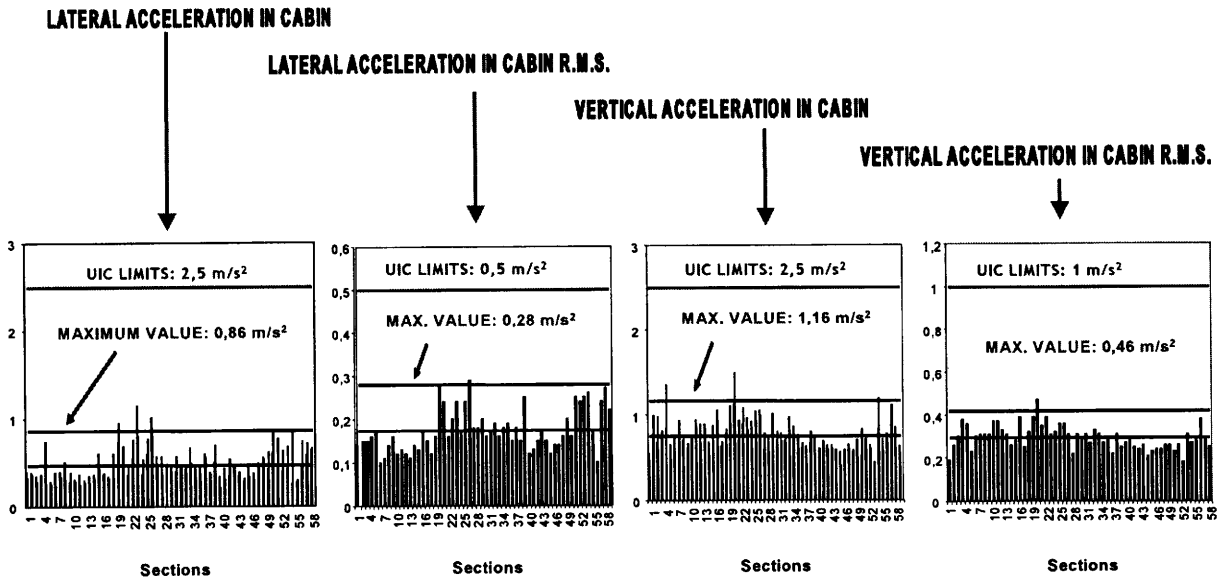


Fig. 2.7. Talgo XXI 차량의 RENFE 노선에서 시험 결과.

사. 시험 결과

- ○ 궤간 안전성 측면 : 우수
- ○ 견인 장치의 운영성 측면 : 우수
- ○ 250km/h를 위한 궤간 가변장치의 성능 향상

스페인에서는 Talgo사 이외에도 최근 CAF사에 의하여 여객용의 "BRAVA" 궤간가변장치가 개발되었다. CAF사는 고속철도 개발의 중요성을 예측하고, 특히 기존선과 고속철의 공동 운영이 양자의 발전을 촉진하게 될 것으로 전망하여 해당

장치를 개발하였다고 한다. BRAVA 시스템의 특징은 다음과 같다.

- ○ 궤간 변환 시 변환속도는 30km/h까지 가능
- ○ 뒷바퀴 축과 동력 축의 문제 해결
- ○ 고속화를 위한 문제 해결
- ○ 대부분 차량에 BRAVA 시스템 장착 가능

RENFE는 최근 시속 250km로 운행 가능하도록 BRAVA 시스템을 장착한 12대의 차량을 구입하였다.

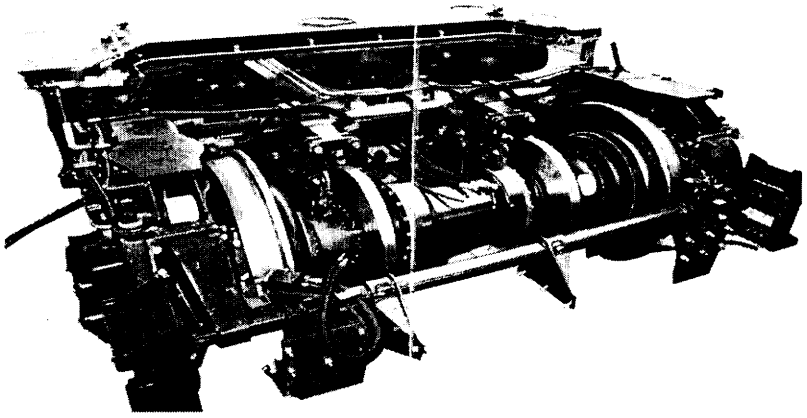


Fig. 2.8. 스페인 CAF사의 BRAVA 대차.

BRAVA 시스템의 주요 특징, 스펙, 시험 상황은 다음과 같다.

가. BRAVA 시스템의 주요 특징

- ○ 양 차륜이 일체로 회전함 (일체형)
- ○ 운행 중인 차량에 대해 비교적 쉬운 적용 가능
- ○ sliding part가 회전하지 않음
- ○ 브레이크 구성요소의 위치가 바뀌지 않음
- ○ 동력/비동력 축에 동일하게 적용가능

나. BRAVA 시스템의 스펙

- ○ 운행 중 멈추거나 기관차 교환이 없는 궤간의 자동 변환
- ○ 궤간 변경 시 통과 가능속도는 시속 15km이상 가능
- ○ 현재 운행 중인 차량에도 적용 가능
- ○ 최고 속도 : 시속 220km 이상
- ○ 축하중 : 16톤 이상
- ○ RAMS (신뢰성, 이용가능성, 유지가능성, 안전성) 표준에 적합함

다. BRAVA 시스템의 인증 시험

○ 궤간 변환 시험 : 완료

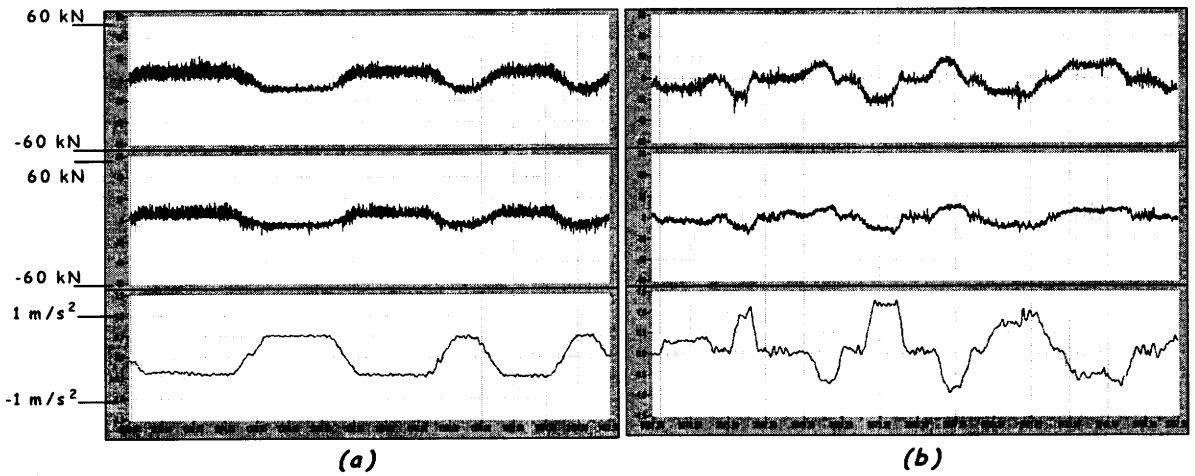
○ 휠셋의 피로 시험 : 완료

○ 롤러 베어링 시험 : 진행 중

○ 주행 시험 : 진행 중

- 동특성 시험 (UIC-518) : 진행 중
- 승객을 탑승시키지 않고 10만 km 운행
- 승객을 탑승시키고 15만 km 운행

라. BRAVA 시스템을 장착한 대차의 궤도 시험 결과



주 : a) 시속 270km의 고속 궤도

b) 시속 110km의 RENFE 기존 궤도

Fig. 2.9. BRAVA 차량의 주행 시험 결과.

마. BRAVA 대차 시스템의 궤간 변환 단계

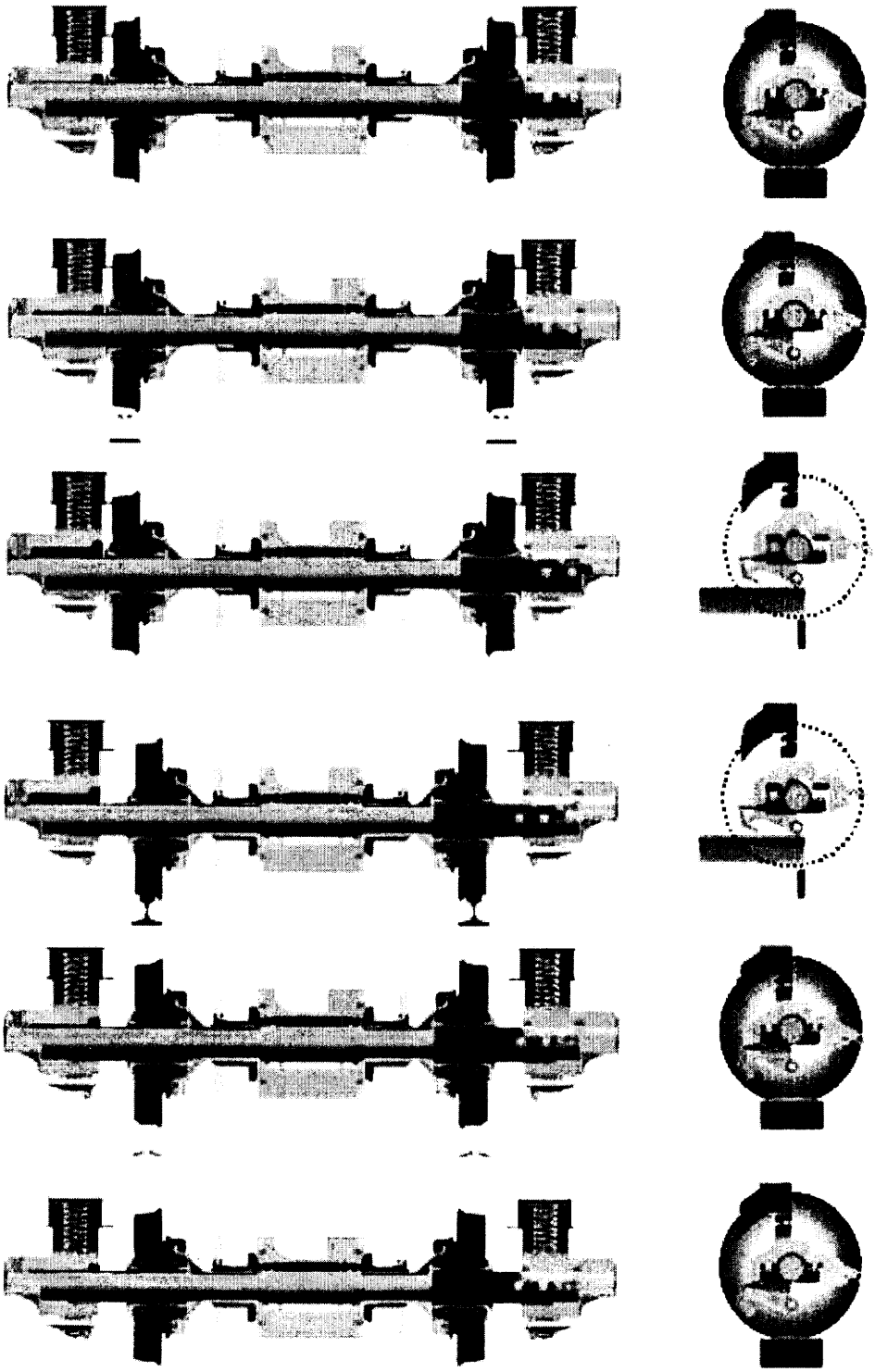


Fig. 2.10. BRAVA 차량의 궤간 변환 단계.

첫 번째 그림은 대차가 궤도 변환장치로 들어가는 것을 보여준다. 두 번째 그림은 제 1단계로 차량이 측면 보조장치에 의해 지지되고 있는 것을 보여주고 있다. 이때 차륜은 하중이 제거된다. 세 번째 그림은 제 2단계로 기계식 드라이브가 축상의 각각의 차륜 위치를 고정하는 장치를 푸는 것을 나타낸다. 네 번째 그림은 제 3단계로 두 궤간 간 궤도 수렴을 통해 잠금이 풀린 차륜이 차축 상에서 이동하는 것을 보여준다. 다섯 번째 그림은 제 4단계로 차량이 새로운 궤도에 도착하면 차륜 잠금장치가 잠금 상태로 변화하는 것을 나타낸다. 여섯 번째 그림은 제 5단계로 차량이 차륜에 하중을 주어 궤도 변환장치로부터 이탈하는 것을 보여준다.

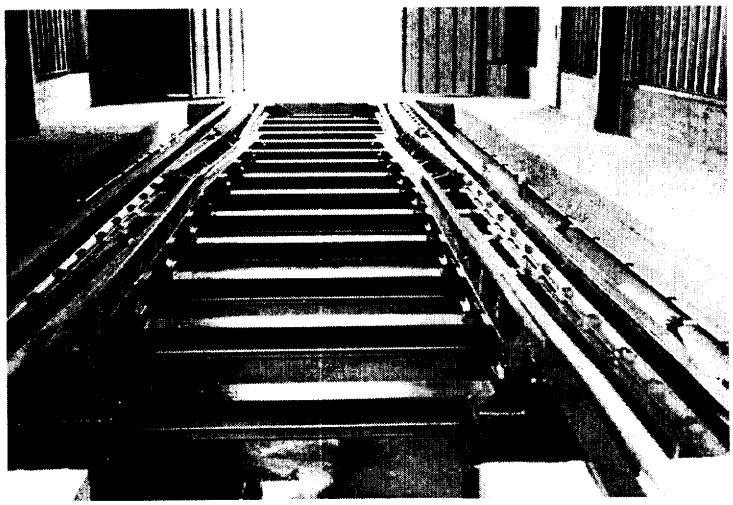


Fig. 2.11. BRAVA 차량의 궤간 변환 시설.

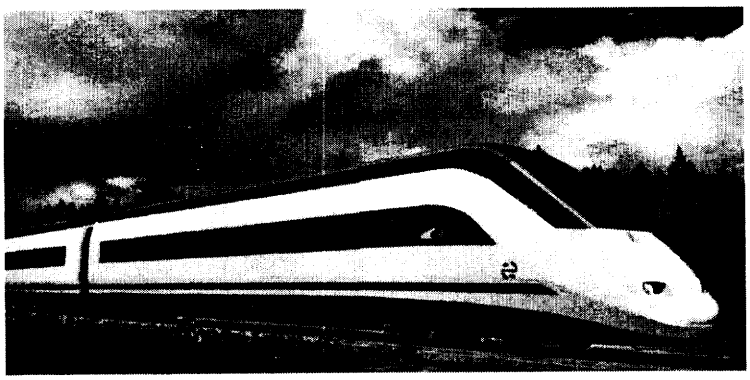


Fig. 2.12. BRAVA 여객 차량.

CAF의 "BRAVA" 대차를 장착한 RENFE 차량의 기본 사양은 다음과 같다.

- ○ 궤간 : 1,435mm / 1,668mm
- ○ 견인 : 전동차

○ 공급전력 : 25kv, 50hz / 3,000v
○ 출력 : 4,000kw
○ 최고속도 : 250km/h(표준궤간), 220km/h(이베리아 궤간)
○ 차량 구성 : 4대, M+M+M+M
○ 견인 모터 : 비동기의 3국면
○ 차량 총 중량 : 256톤
○ 최대 축하중 : 16톤
○ 기관실 : 2개
○ 제작 : CAF, ALSTOM, FIAT
○ 주문일자 : 2001년 9월 14일

2.2.2. 일본

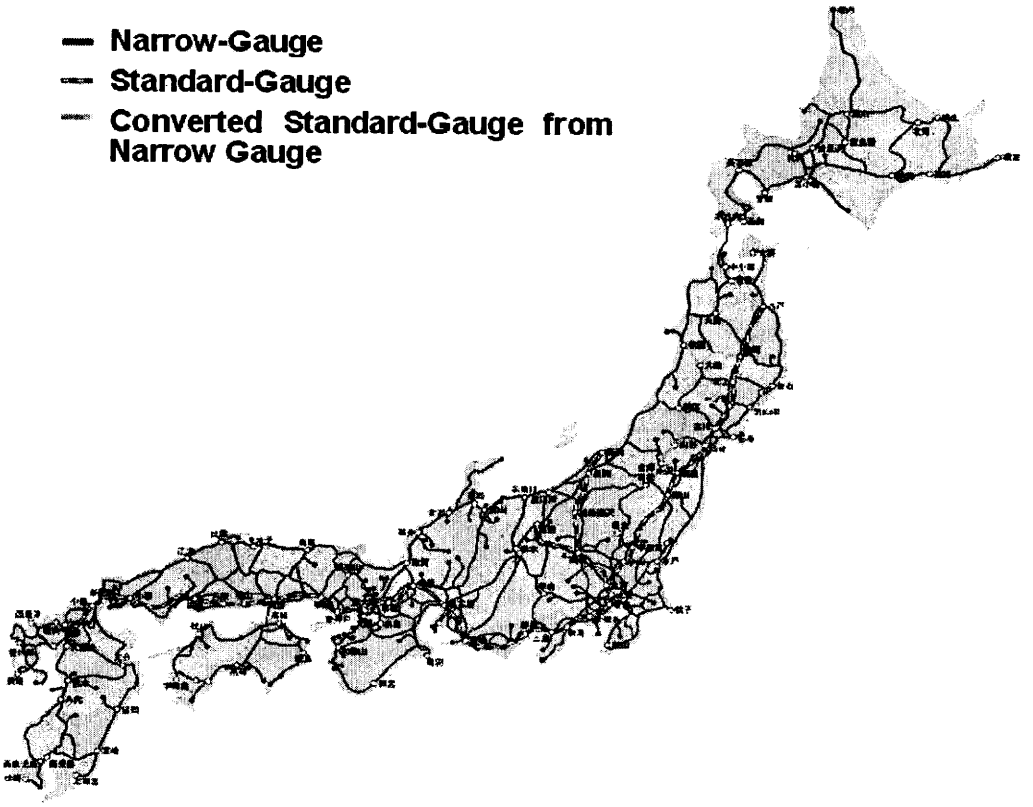


Fig. 2.13. 일본 철도의 표준궤 및 협궤 노선도.

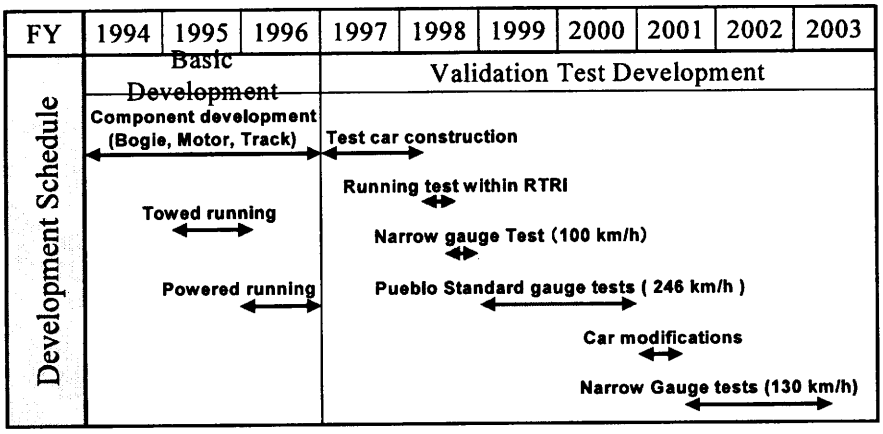


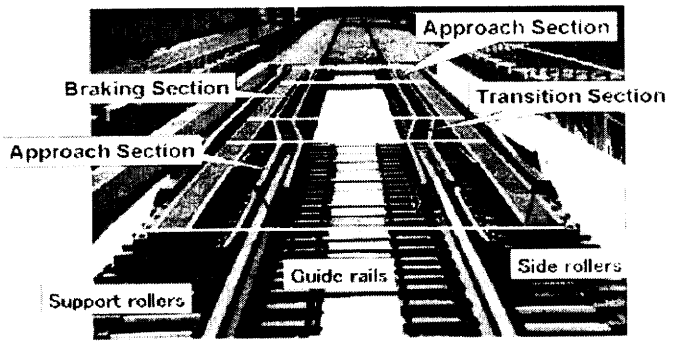
Fig. 2.14. 일본의 궤간가변 시스템 개발 절차.

일본에서 개발되고 있는 궤간가변 장치는 롤러에 의한 차량 하중 지지 방식을 채택하였다. RTRI에 의하여 1994년부터 여객용 궤간가변 열차를 개발한 이래로 1999년 기존선에서 예비시험, 1999년 4월부터 2001년 1월까지 미국 콜로라도 Pueblo의 'Transportation Technology Test Center'에서 내구성 시험, 또 일본에서 고속주행시험을 계속하였다. 2001년 10월에 기존선에서 속도향상 시험과 곡선통과 시험을 수행하였고, 2004년 8월부터 10월까지는 고속주행시험을 하였다.

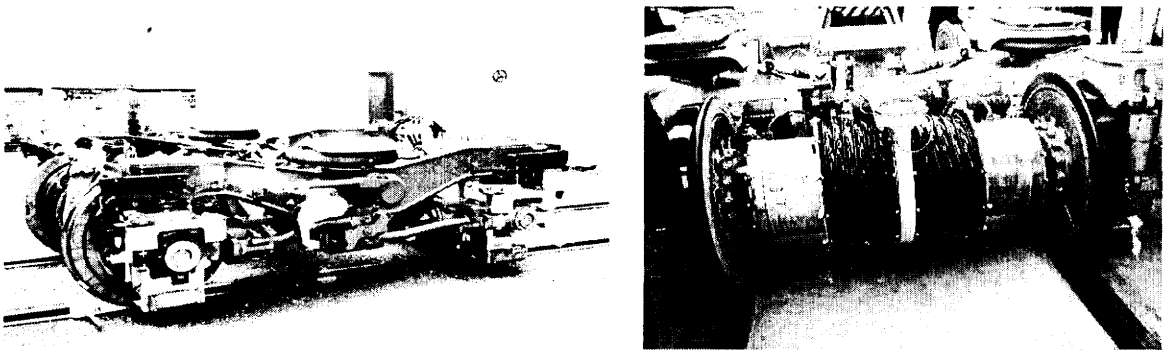
2004년도에는 기존의 시험결과를 반영하여 새로운 시험대차를 제작하였고 2007년 3월에 3량의 신형 시험차량을 제작하여 현재까지 시험 중에 있다.

일본의 궤간가변열차 개발 사업은 2002년도 8월부터는 그 때 설립된 '궤간가변 기술 연구 협회 (Technology Research Association of Gauge Changing Train)'에서 주관이 되어 진행되고 있다. 해당 협회는 1차의 궤간가변 열차에 대한 시험을 지원하고 2차의 궤간가변 열차를 제작하고 시험하기 위한 목적으로, JR Kyushu, West Shikoku, RTRI, 열차 제작사, 부품 제작사 등이 회원이 되어 설립되었다. 자금은 절반을 회원들이 내고, 절반을 정부가 출자한 형태이다. 구마모토현 야쓰시로지구에는 2004년 봄의 개업을 목표로 준비가 진행되고 있는 규슈 신간선의 신 야쓰시로역에 인접하고 새로운 궤간가변 전차의 시험선과 궤간변환 지상설비가 건립되고 있으며 실용화를 목표로 개발이 본격화되고 있다.

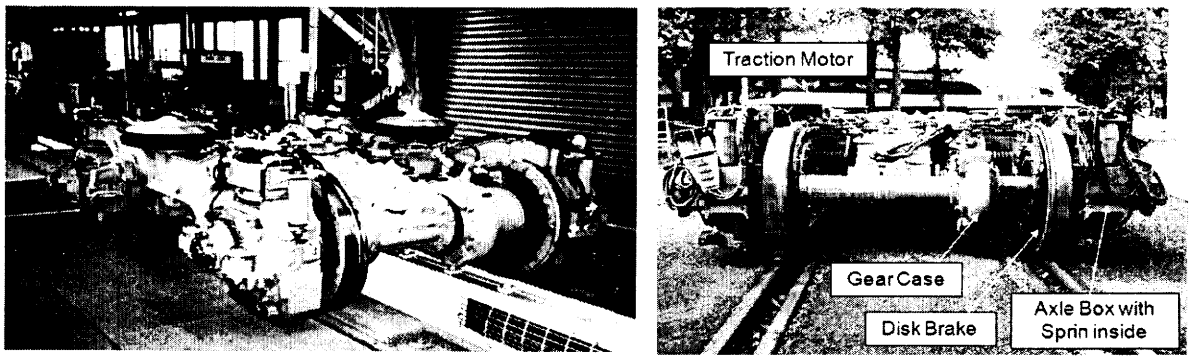
일본이 주로 개발하고 시험한 대차는 모두 3가지이다. A, B, D 타입이라고 명명하였으며 C 타입은 아이디어가 적절하지 못하여 실제 시험하지는 않은 것이다.



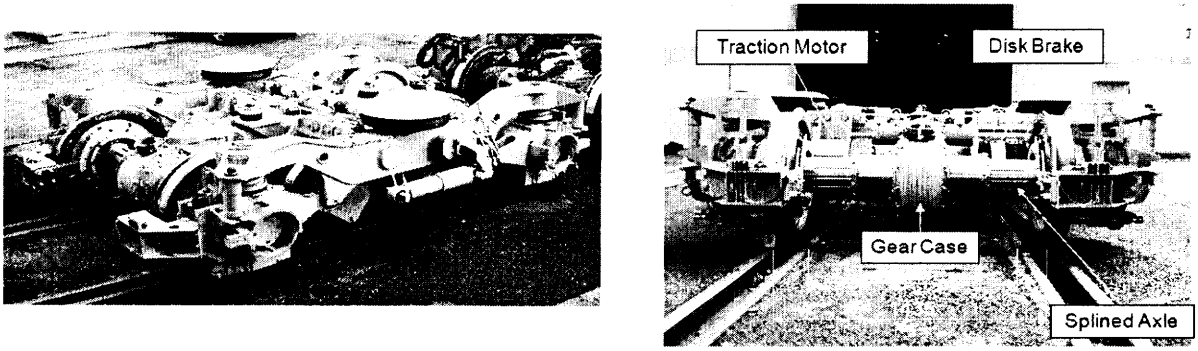
[궤간변환 지상 설비]



[Type A (Hub motor drive)]



[Type B (Gear drive)]



[Type D (Gear drive)]

Fig. 2.15. 일본에서 개발 및 시험 중인 궤간변경 설비와 궤간가변 대차.

Table 2.1. 일본 RTRI 궤간가변 대차 일반 사양.

<table>
<tr><td colspan="3">대차형식</td><td>RT-X9(A/B/C)</td><td>RT-X10(A/B)</td><td>RT-X11(A/B)</td></tr>
<tr><td colspan="3">궤간</td><td colspan="3">1067mm(협궤), 1435mm(표준궤)</td></tr>
<tr><td colspan="3">차량한계</td><td colspan="3">재래선 제 2 축소 한계</td></tr>
<tr><td rowspan="3">궤간변환 기구</td><td colspan="2">방식</td><td colspan="3">궤간주행변환</td></tr>
<tr><td colspan="2">변환구조</td><td colspan="2">Locking block 방식</td><td>크로스 스플라인 방식</td></tr>
<tr><td colspan="2">Lock기구</td><td colspan="2">Double link 기구</td><td>Slide stopper 방식</td></tr>
<tr><td colspan="3" rowspan="2">조향방식</td><td colspan="3">보기각운동 유도조향기구</td></tr>
<tr><td>직결 로터방식</td><td>조향보수구조+측수축수</td><td></td></tr>
<tr><td colspan="3">차축지지방식</td><td colspan="3">차보</td></tr>
<tr><td colspan="3">견인장치</td><td>일체링크</td><td>볼스터리스링크</td><td>일체링크</td></tr>
<tr><td colspan="3">브레이크장치</td><td colspan="3">이동식/차륜측 디스크</td></tr>
<tr><td colspan="3">구동방식</td><td colspan="2">독립회전차륜구조
차륜일체형 동기전동기방식</td><td>유도전동기 cardan 구동방식+크로스 스플라인 차륜구동</td></tr>
<tr><td rowspan="4">축수</td><td rowspan="2">차륜측</td><td>형식</td><td colspan="2">외륜회전구조</td><td>내륜회전구조</td></tr>
<tr><td>윤활</td><td>그리스(RT-X9A/B)
유액(RT-X9C)</td><td>그리스</td><td>유액</td></tr>
<tr><td colspan="2">주전동기측</td><td colspan="2">(외륜회전구조)</td><td></td></tr>
<tr><td colspan="2">스러스트 축수</td><td colspan="2"></td><td>복열주축수</td></tr>
<tr><td rowspan="6">주요제원</td><td colspan="2">축거</td><td colspan="2">2200mm</td><td>2500mm</td></tr>
<tr><td colspan="2">공기판넬</td><td colspan="3">높이: 1050mm 간극: 2000mm</td></tr>
<tr><td colspan="2">축판넬간극</td><td colspan="3">2000mm</td></tr>
<tr><td colspan="2">차륜경 (측정 한도)</td><td colspan="2">Φ860(Φ790)</td><td>Φ860(Φ820)</td></tr>
<tr><td rowspan="2">차축</td><td>축경</td><td colspan="2">Φ160×Φ80</td><td>Φ185×Φ80</td></tr>
<tr><td>처리</td><td colspan="3">고주파열처리, Nib처리</td></tr>
</table>

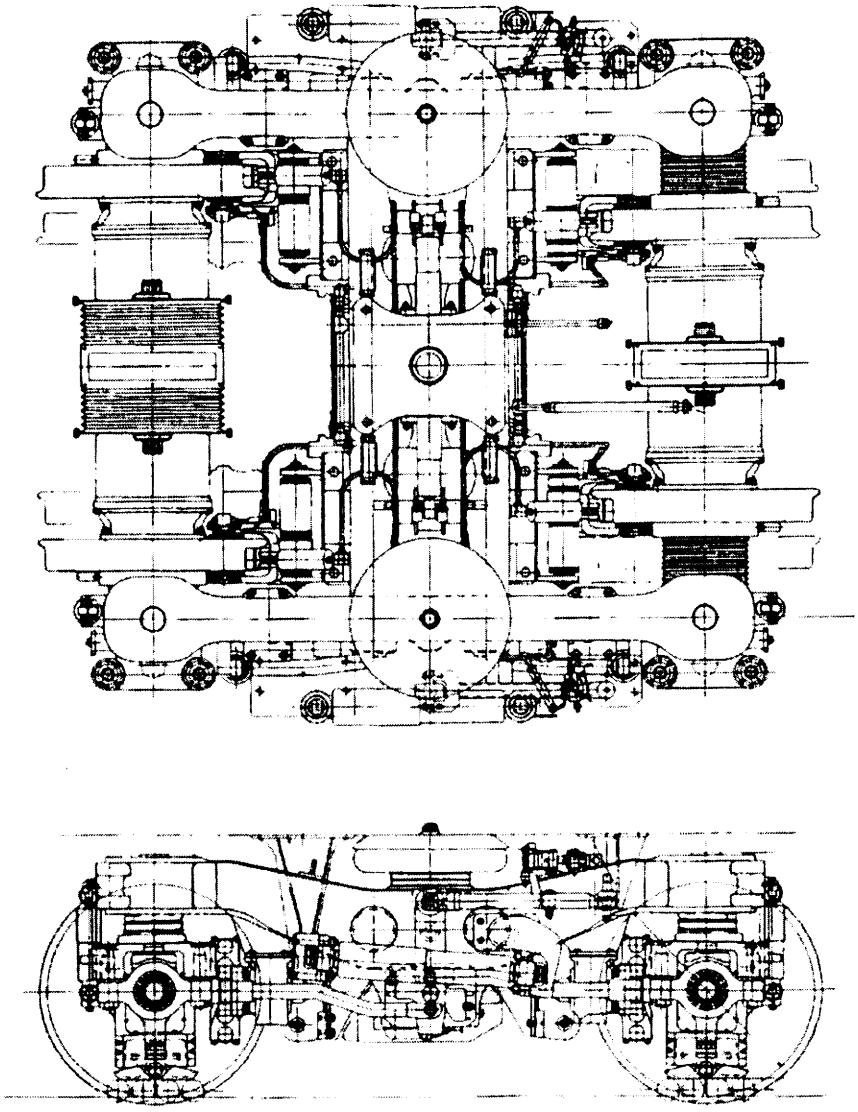


Fig. 2.16. 일본 RTRI의 A Type 대차(RT-X9대차).

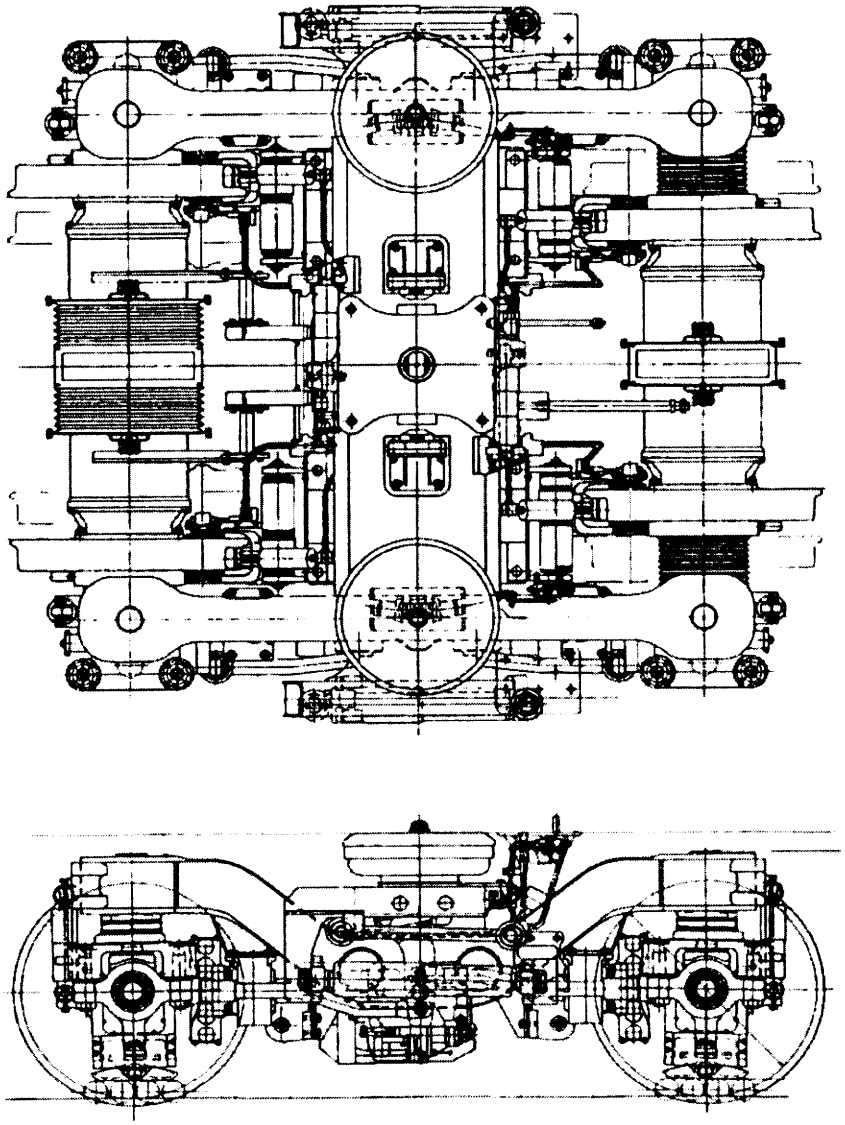
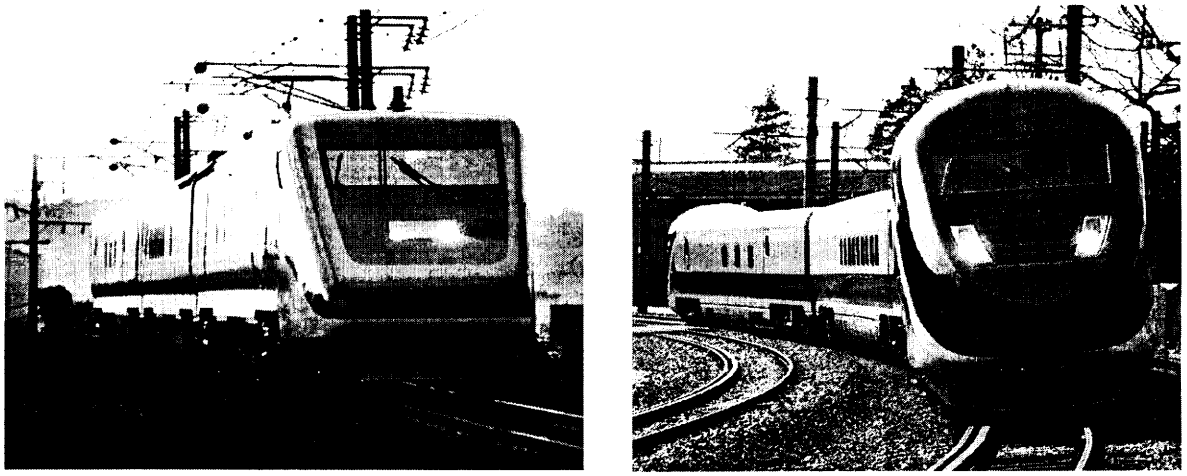


Fig. 2.17. RTRI의 A Type 대차(RT-X10).

Table 2.2. 일본 RTRI 궤간가변 시험전차(1998년형) 일반사양.

항목	제원		
형식 Configuration	Mc1	M1	Mc2
자중	49.4t	42.8t	48.5t
적용차량한계	Conventional railway (non-reduced) rolling stock clearance		
전기방식	AC: 25kV (50/60Hz)/AC:20kV(50/60Hz), DC1.5kV		
최고속도	Shinkansen sections: 300km/h/Conventional sections: 130km/h		
대차방식	Hub motor type bolsterless with steering mechanism	Parallel carden type bolsterless	Hub motor type with steering mechanism
Propulsion control	VVVF inverter control		
제동시스템	Regenerative Power brake and pneumatic mechanical brake with adjustable axle and load mechanism		



[1998년형] [신형, 2007년]

Fig. 2.18. 일본 궤간가변 시험열차.

2.2.3. 독일

표준 궤간의 동유럽 국가와 광궤의 구 소련간의 철도운송을 추진하기 위해, 구 동독 국철은 1940년대부터 각종 궤간 가변 윤축을 연구하여 1960년경에는 그들의 성과를 발전시킨 DBAG/RAFIL-III형 윤축을 개발하여 30수량의 화차와 일부의 여객차에 채용하여 시험운용을 한 바있다. 그 후 DBAG/RAIL-III 모델을 한층 더 개량한 것이 DBAG/RAFIL-IV형 윤축으로 1970년경까지 개발하였다. 이 윤축은 III형에 비해서 하나의 윤축당 2.2톤에서 1.7톤으로 대폭 경량화되고, 궤간 변환 기구의 마모 대책으로서도 6개월 간 무급유로 주행할 수 있도록 개선된 것이다. 독일 철도 화물회사에서는 전술한 DBAG/RAFIL-IV 형 윤축을 개량한 V형 궤간 가변 윤축을 4량의 화차와 영업열차에 장착하여 약 1000 km마다 궤간 변환을 행하면서 시험을 하고 있다. 이 V형 궤간가변 윤축은 독일철도 민덴 연구소와 Radsazfabrik Ilsenburg사가 공동으로 개발한 것이다. 지상의 궤간 변환장치의 길이는, 표준궤간 및 광궤 1520 mm 용은 16 m, 표준궤간 및 광궤 1668 mm 용은 28 m로 하고 있다. 이 V 형 궤간가변 윤축은 스페인, 핀란드, 폴란드 등에서 시험을 수행하고 있다.

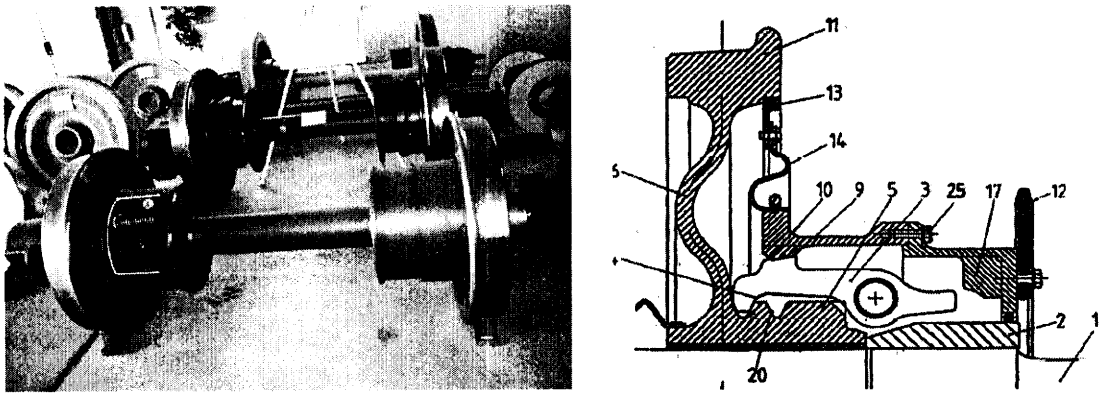


Fig. 2.19. 독일의 궤간가변 윤축.

Table 2.3. 독일의 궤간가변 DBAG/RAFIL V 형 윤축 일반 사양.

사양	내용	
궤간	1,435mm/1,520mm	1,435mm/1,668mm
축하중	23.5t	20.0t
회전직경	920mm	840mm
최소치수	840mm	760mm
최대허용속도	120km/h	120km/h
베어링 센터간의 거리	2,036mm	2,170mm
축 저널 직경	130mm	130mm
윤축 질량	1,465kg	1,400kg
제동시스템	변환벨브를 갖는 축 브레이크	
특징	윤축하중 제거 없이 10km/h로 궤간변환 장치 통과	

2.2.4. 폴란드

폴란드에서는 화차, 객차, 동력차량용 모듈형 궤간가변 윤축 SUW2000을 개발하였다. 운행속도는 100-200 km/h, 궤간 변경 속도 최대 30km/h이며, 변환 시 차량 하중 지지 없는 방식이다. SUW2000 궤간가변 시스템을 2000년부터 여객 및 화물용 대차로서 영업운행에 적용하였다. 여객열차는 Warszawa와 Lithuania의 Vilnius 사이를 운행하고 있고, 화물열차는 Szezecinek고 Mielec에서 Lithuania의 Ruda로 운행하는 노선에 이용하고 있다. 화물열차는 25톤의 축중, 120 km/h의 운행이 가능하다고 한다. 또한 2003년 5월과 2003년 8월에는 각각 우크라이나와 벨라루스 및 러시아 간에 궤간가변 여객열차를 운행하도록 하는 협정을 맺었다. 이로서 Warszawa, Minsk와 모스크바 간의 운행시간을 19시간 30분에서 14시간 35분으로 단축하고 더 나아가 12시간 내로 단축하는 것을 목표로 하고 있다고 한다.

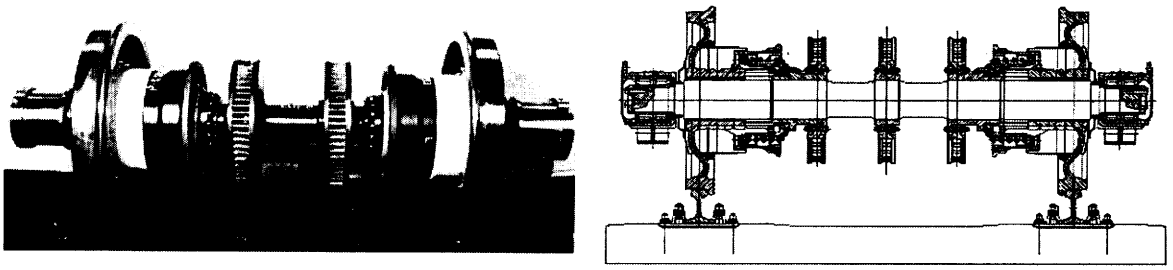


Fig. 2.20. 화차 1435/1520, 1435/1668 mm 궤간용 SUW 2000 윤축.



Fig. 2.21. 폴란드 궤간가변 철도차량과 지상변환 설비. 여객차와 화차 혼합편성으로 되어 있으며 Zamosc-Bortantycze에 있는 궤간변환 구간을 통과하는 모습.

기술사양은 다음 표들에 나타내었다.

Table 2.4. 폴란드 궤간가변 윤축 SUW2000 일반사항.

사양	내용
궤간	1,435 / 1,520mm
차량한계	UIC 505-1 규정
최고속도	120km/h
축당 하중	20톤
고정축거	1,800mm
차륜직경(신품/마모)	920 / 870mm
사이드 베어러간 거리	1,700mm
윤축의 회전주기간 거리	2,036mm
센터피봇 케스팅	190mm
레일 두부에서 센터 피봇 위치까지의 거리	925mm
센터피봇의 거리	905mm
대차길이	3,250mm
대차폭	2,334mm
베어링	로울러베어링 NJ+NJP
차축 피봇 직경	Φ130×191mm
축상에 대한 대차 프레임의 횡변위	±10mm
transom에서의 수직운동	12±1mm
대차중량	6,100kg
윤축형식	SUW2000, P-053BK
윤축의 총 중량(축상포함)	2,100kg

Table 2.5. 폴란드 궤간가변 윤축 SUW2000 주행 장치 및 제동 장치.

<table>
<tr><td>기계제동</td><td colspan="8">디스크(2개 : ø610/110) 축당 350cm2 라이닝</td></tr>
<tr><td>공기제동</td><td colspan="8">KNORR-MATROSOW KE-GP-A</td></tr>
<tr><td>트립 밸브</td><td colspan="8">KE-483-2d SL ALBd55</td></tr>
<tr><td rowspan="3">최대 적재하중</td><td></td><td>A</td><td>B</td><td>C</td><td></td><td>A</td><td>B</td><td>C</td></tr>
<tr><td>S</td><td>35.5</td><td>41.5</td><td>49.5</td><td>S</td><td>27.0</td><td>35.0</td><td>43.0</td></tr>
<tr><td>120</td><td colspan="3">00.0</td><td>120</td><td colspan="3">00.0</td></tr>
</table>

Table 2.6. 폴란드 궤간가변 윤축 SUW2000 견인기어 및 버퍼.

연결기	LAF 커플링 헤드형 자동 연결기 또는 73ZWE견인 기어를 갖춘 스크류 커플링
특수 접이식 버퍼기어 KX-ZS	UIC 526-1 규정

SUW2000 윤축을 장착한 PKP 시험 객차인 25AN/S계 객차 대차의 사양표를 아래에 나타내었다.

Table 2.7. 25AN/S계 객차대차의 공통 기술사양.

사양	내용
궤간	1,435 / 1,520mm
고정 축거	1,800mm
차륜 직경 (신품 / 마모)	920 / 870mm
고정축거	2,080mm
베어링	로울러 베어링 NJ+NJP
차축 직경	Ø130×191mm
기계 제동	디스크(2개 Ø610/110 축당 175cm2 라이닝)
윤축 안내	단일 횡방향 잠금 레버
1차 완충장치	이중 코일 스프링 (4개)
2차 완충장치	이중 코일 스프링 (2개)
대차 종방향 안내	링크에 의해 대차프fp임을 피봇에 연결/ 수평방향 안내
대차위의 차체 지지	silent block (4개)
직선선로에서의 대차프레임에 대한 차체 이동	측방향±60mm 길이방향 ±15mm
수직 진동 댐핑	1차 유압 댐퍼(4개) 2차 유압 댐퍼(2개)
수평 진동 댐핑	2차 유압 댐퍼 (2개)
추가장치	안티스키드 전달 시스템(2개) 접촉러시(1개)+보호 저항기(3개) 차축 발열 검지기
대차 중량	7,500kg
윤축의 총 중량(축상 포함)	2,000kg

Table 2.8. 25AN/S1(WL Goerlitz 77-BK 차량용 대차).

사양	내용
궤간	1,435 / 1,520mm
최고속도(cardan식/직접구동식)	140 / 160km/h
대차길이	2,500mm
윤축	SUW2000, P-057BK
차륜직경	920 / 870mm
공기제동	O-PR-D형 오리콘
기계제동	디스크(2개 : 축당Φ610/110mm, 200cm2 라이닝
제동실린더	4×10″
안티스키드 시스템	전자식 WGML(만데스만 렉스로스社)
DC 발전기	카단결합 PW114d-03형
축전지	6×2WA500, 24V 500Ah형

Table 2.9. 25AN/S2 (WL Bautzen 86-BK 차량용 대차).

사양	내용
궤간	1,435 / 1,520mm
최고속도(cardan식/직접구동식)	140 / 160km/h
대차길이	2,500mm
윤축	SUW2000, P-057BK
차륜직경	920 / 870mm
공기제동	O-PR-D형 오리콘
기계제동	디스크(2개 : 축당Φ610/110mm, 200cm2 라이닝
제동실린더	4×10″
안티스키드 시스템	전자식 WGML(만데스만 렉스로스社)
DC 발전기	카단결합 PW114d-03형
축전지	6×2WA500, 24V 500Ah형

Table 2.10. 25AN/S3 형 (110Ab-BK 차량용 대차).

사양	내용
궤간	1,435 / 1,520mm
최고속도(cardan식/직접구동식)	140 / 160km/h
대차길이	2,500mm
윤축	SUW2000, P-057BK
차륜직경	920 / 870mm
공기제동	O-PR-D형 오리콘
기계제동	디스크(2개 : 축당Φ610/110mm, 200cm2 라이닝
제동실린더	4×10″
안티스키드 시스템	전자식 WGML(만데스만 렉스로스社)
DC 발전기	카단결합 PW114d-03형
축전지	6×2WA500, 24V 500Ah형

2.2.5. 러시아

러시아 철도기술연구소 (RRRI)에서는 영하 40도 또는 60도에 이르는 시베리아의 극한 환경까지 운행할 수 있는 궤간가변 윤축에 대한 개발 경험과 자체적인 설계 모델을 가지고 있다고 하지만 아직까지 공개하지 않고 있다.

2.2.6. 핀란드-스웨덴 간 궤간가변 열차 운행을 위한 시험

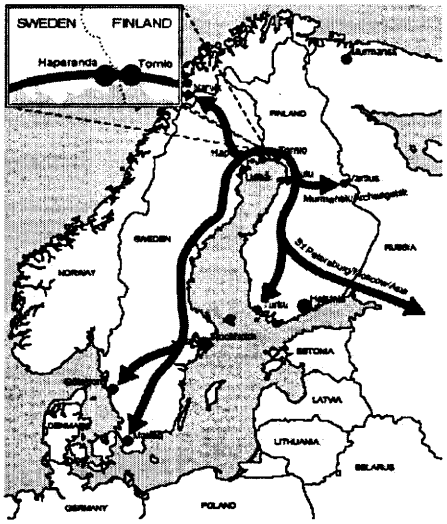


Fig. 2.22. 핀란드-스웨덴 간의 철도 노선.

핀란드의 경우 광궤이지만 스웨덴은 표준궤의 궤도를 이용하고 있다. 반면, 1995년도에 36만톤이던 화물의 양이 2003년도에는 64만5천톤으로 약 두 배가량 증가하였으며, 여기서 주요 수송물품은 원목과 가공목재, 종이와 관련 물품들, 화학제품 그리고 철강 관련 제품들이다. 따라서 1995년 봄부터 핀란드는 핀란드와 스웨덴 국경에서의 이종궤간으로 인한 철도물류의 혼잡을 극복하기 위한 대체 방안을 찾기 위해 연구하고 있다고 한다.

특히 Talgo와 DB/RAFIL의 궤간가변 시스템을 시험해 보고 있다고 하며 해당 물류이송기지를 Haparanda에 설치하였다고 한다. 이러한 시험은 12월/1월부터 3월/4월까지의 겨울기간동안 시험되었으며, 탈고시스템은 1995/1997-1998/1999년 겨울동안, DB/RAFIL 시스템은 1999/2000-2002/2003년의 겨울동안에 시험하였다.

탈고 시스템은 시험을 통해 그 성능을 향상시켰는데 개선된 부분으로는 브레이크-슈-쉬프터를 용접구조에서 단조구조로 바꾸었으며 대차프레임의 형상을 바꾸었고, 제빙 능력을 향상시켰다고 한다.

DB/RAFIL 시스템의 경우 개선된 부분으로는, 윤활 그리스를 새로운 성능의 것으로 교체하여 영하 30~40도의 저온에서도 잘 견딜 수 있게 되었으며, 더욱 향상된 고무 벨로우 재료를 사용하거나. 기존의 고무 벨로우 대신 통합된 철재 판재로 교체하였으며, 잠금장치의 표면을 소재를 바꾸고, 잠금장치의 폭은 70mm에서 100mm로 하였으며, 휠-잠금장치를 제어하기 위해 환승역마다 컴퓨터와 모니터 설치하였다고 한다.

이러한 시험을 통하여 Talgo와 DB/RAFIL 시스템이 운행한 총거리는 Talgo의 경우 2축 화차는 약 112000km, 대차화차 약 95000km 정도이며, DB/RAFIL 시스템은 대차화차를 약 12만km 가량 운행하였다. 또한 full-scale의 실차 시험을 시작하였으며 이를 위하여 현재 관련 철도업체와 철도운영회사 사이에 협의가 진행 중이라고 한다.

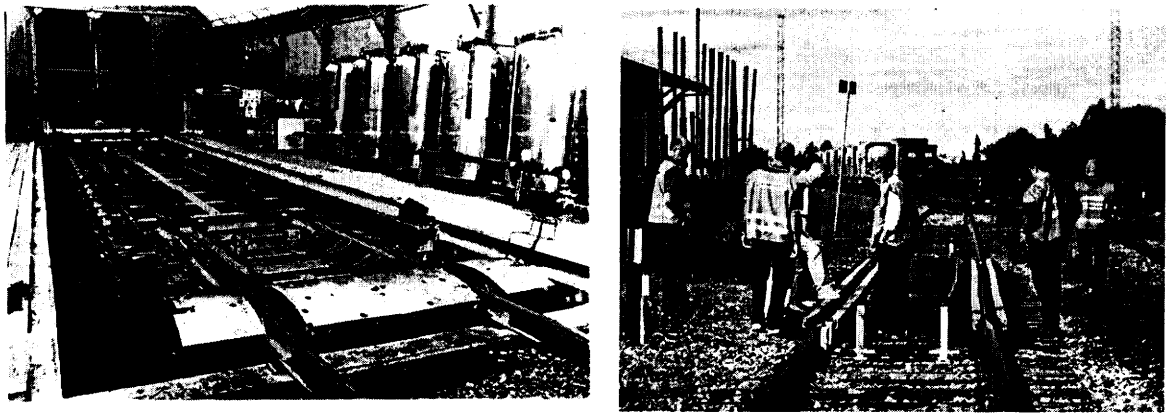


Fig. 2.23. 핀란드-스웨덴 국경에서의 Talgo와 DB/RAFIL의 궤간가변장치 시험 시설.

2.3. 국외 기술동향 분석 결론

스페인, 일본, 러시아, 폴란드 등은 대륙철도의 수송효율을 극대화하고, 자국의 물류수송체계에 적합한 대륙철도 네트워크의 확보를 위해 장기적으로 궤간 가변장치를 개발·상용화 중에 있다.

현재 동북아 지역에서는 국경역에서 자국의 기관차로 상대화차를 견인하기 때문에 유지보수 측면이나 운영적 측면에서 대륙 연계 화차용 궤간가변 장치개발이 필요하다. 화차용 장치에서는 중량 화물 수송에 적합하도록 개발되어야 하며, 스페인의 Talgo RD나 일본 RTRI의 궤간가변 차량은 여객용으로 개발되어 허용 축중이 비교적 작아 화차용에 적합한 방식이 아니다. 또한 동북아의 극한 환경 하에서 일정한 작동성을 유지하는 궤간가변 메커니즘 기술을 고려한다면, 스페인의 Talgo RD나 일본 RTRI의 GCT 보다는 독일의 RAFIL/DBAG 방식이나 폴란드의 SUW 2000 방식이 유리하다고 할 수 있다.

제 3 장
기존 기술의 분석 및 기술적 요구사항

제 3 장 기존 기술의 분석 및 기술적 요구사항

제 1 절 해외 궤간가변 장치의 기술적 특성

1.1 스페인 Talgo

스페인 Talgo사의 궤간가변장치 구조는 다음과 같다.

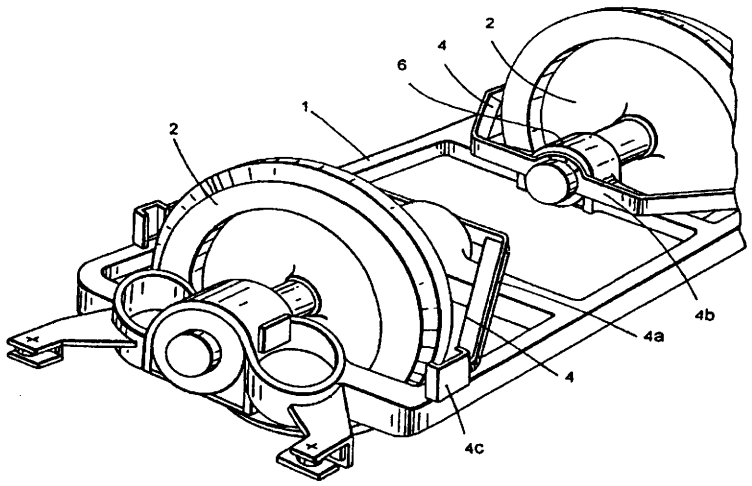


Fig. 3.1. 스페인 Talgo사의 화차용 궤간가변 윤축 어셈블리.

Talgo사에서는 일반적으로 두 차륜의 축이 독립적으로 회전하는 방식의 윤축을 사용하고 있다.

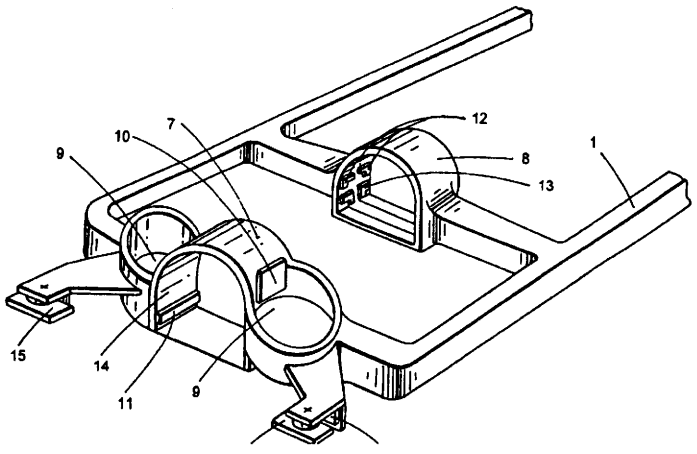


Fig. 3.2. 스페인 Talgo사의 화차용 궤간가변 축 프레임 구조.

위 그림은 Talgo 화차용 궤간가변 축 프레임의 구조를 나타낸 것이다. 부품 7, 8은

각각 외측 베어링, 내측 베어링을 장착시키는 일종의 하우징(housing)으로서 cradle이라고 부른다. 이 cradle 7에 부착된 대차 현가장치용 하우징 9에 대차의 현가 스프링이 장착된다. 또 cradle 7의 외면에 부착된 부품 10은 slider plate라고 불리는데, 궤간 변경이 진행될 때 rolling element 어셈블리의 횡 방향의 움직임을 용이하게 하는 미끄럼 판 역할을 한다. Axle frame 1의 양 끝단 outer arm에 설치된 sliding slipper 15는 궤간 변경 중에 대차를 지지하여 대차 상부의 하중이 차륜이나 rolling element 어셈블리에 전달되지 않도록 한다.

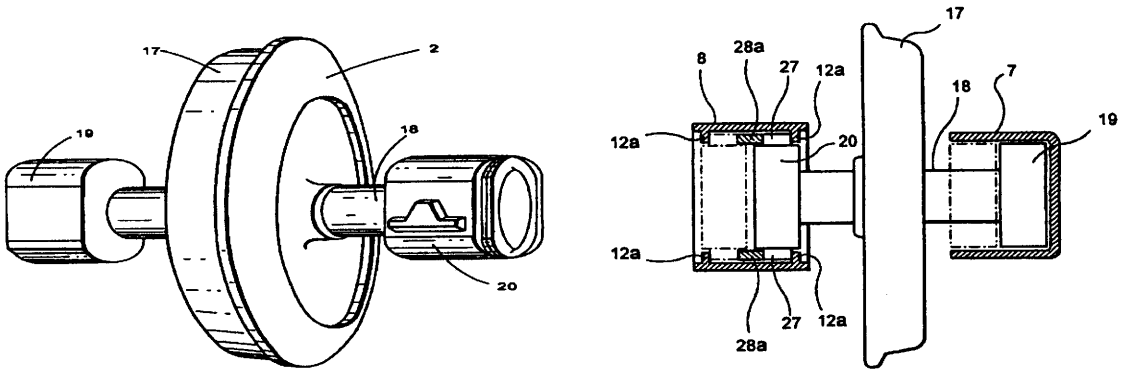
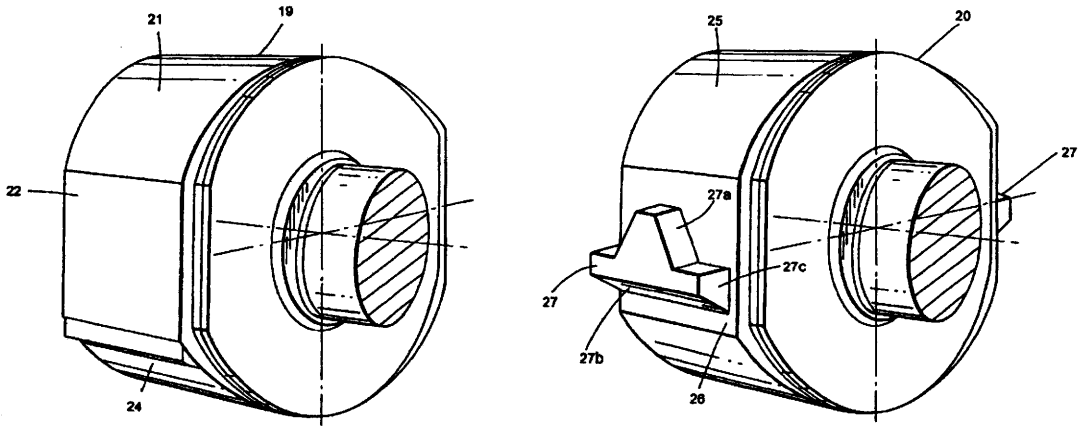


Fig. 3.3. Rolling element 어셈블리와 베어링 cradle의 결합 구조.



(a) Outer bearing box (b) Inner bearing box

Fig. 3.4. 화차용 궤간가변 rolling element의 베어링 박스.

외측 베어링 19는 원통형 상부 표면 21, 수직 좌우 평면 22, 돌출부가 있는 경사진 하부 표면 24 등으로 구성되어 있으며 외측 cradle 7과 결합된다. 이 때 수직 평면 22는 cradle 7에 대하여 외측 베어링 19가 회전하는 것을 막아주는 역할을 한다. 부품 23은 플라스틱 ply인데, 내측 베어링 박스 상부 표면과 cradle 사이에 발생하는 접촉

압력을 분산하는 역할을 한다. 또 내측 베어링 20의 수직 평면 26에 만들어진 기계 가공된 돌출부 27은 축 프레임 1과 rolling element 어셈블리 2 사이에 발생하는 궤간 변경 방향 (축 방향)의 하중을 전달해 주는 역할을 하며, 동시에 주행 중 궤간이 변경되지 않도록 고정(locking)시켜준다. 자세히 살펴보면, 돌출부 27은 cradle 8의 상부 abutment 12와 locking catch 28과 완전하게 접촉하여 압축력을 받고 있음을 알 수 있다. 잠금장치 걸쇠 28은 내측 베어링 20의 돌출부 27과 내부 cradle 8에 부착된 받침대 12 및 13에 의하여 단단하게 구속되어 있다.

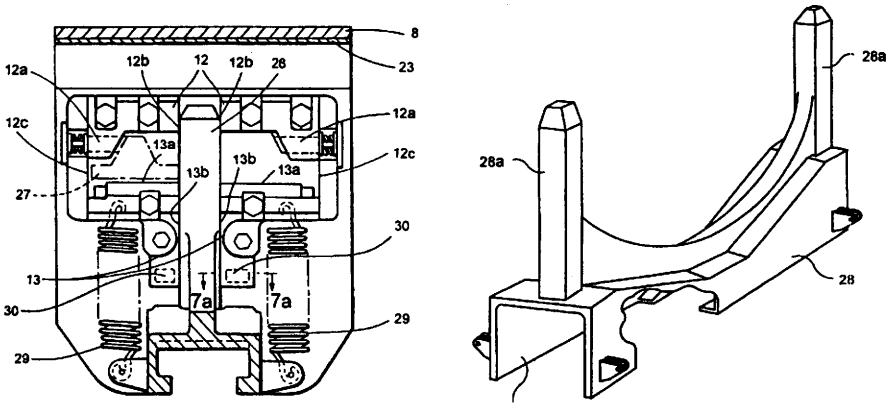


Fig. 3.5. 내측 베어링 박스와 결합된 inner 베어링 cradle 구조와 잠금장치 걸쇠.

Talgo 방식의 궤간가변 대차는 관절대차 형식을 사용하고 있고, 경량구조이며 Guided 축 구조로 되어있다. 또한 차륜측에 디스크가 부착된 독립차륜 방식이다. Talgo 궤간가변 방식의 특징은 잠금핀을 상하로 움직이게 하기 위한 핀 헤드부를 이용하여 횡방향의 차륜의 움직임을 구속·해제 한다. 이때 잠금핀을 잠그고 해제하기 위하여 상하로 핀을 움직이기 위한 부분은 윤활이 없는 마찰을 이용한다. 여기에는 플라스틱 재료가 이용된다. 이 플라스틱은 300,000 km ~ 400,000 km에 사용시 교체하여야 하지만 값은 저렴하다고 한다. 또한 차량의 하중을 지지하기 위하여 지지레일이 이용되는데 지지레일과 대차와의 마찰부위에는 윤활을 위하여 물을 이용하는데, 물을 이용한 윤활은 충분한 성능을 제공한다고 한다.

그러나 유지보수의 문제로서 추운 지역에 대한 적용 시 다소 어려움이 있다. 추위에는 궤간을 변경하는데 시간이 더 걸리지만, 영하 24도에서는 좋은 결과를 얻었다고 한다. 이때 추위를 극복하기 위하여 온수(hot water)를 이용하는데, 잠금 기구의 결빙을 방지하기 위하여 안내레일에 온수를 붓는다. 따라서 궤간변경 지상설비가 비교적 복잡하다. 또한 궤간가변 대차의 경우에도 다른 국가 시스템에 비하여 매우 복잡하여 유지보수에 노력이 더 소요될 것으로 여겨진다.

일본 RTRI의 경우와 비교할 때 스페인 Talgo사의 궤간 가변 원리는 유사한 점이 많은 것을 알 수 있다. 특히 차량중량의 지지방식이 유사하였으며 잠금 핀을 이용하는 방식에 유사성이 있다.

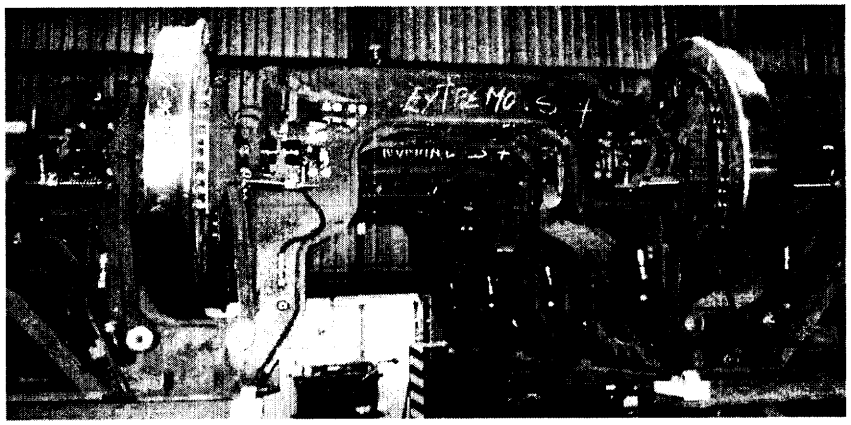


Fig. 3.6. Talgo 궤간가변 대차의 외관.



Fig. 3.7. Talgo사 궤간가변 대차의 잠금장치 잠금/해제를 위한 핀헤드.

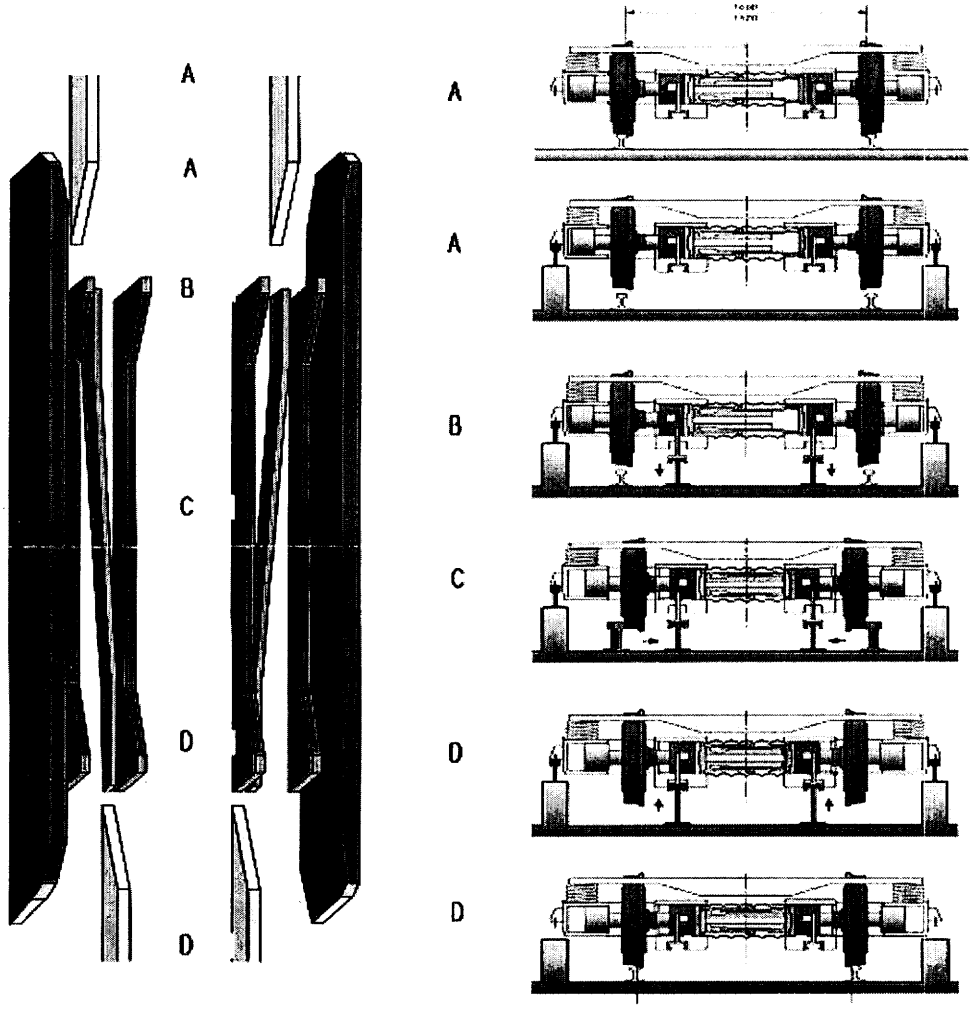


Fig. 3.8. 스페인 Talgo사 궤간변환 과정.

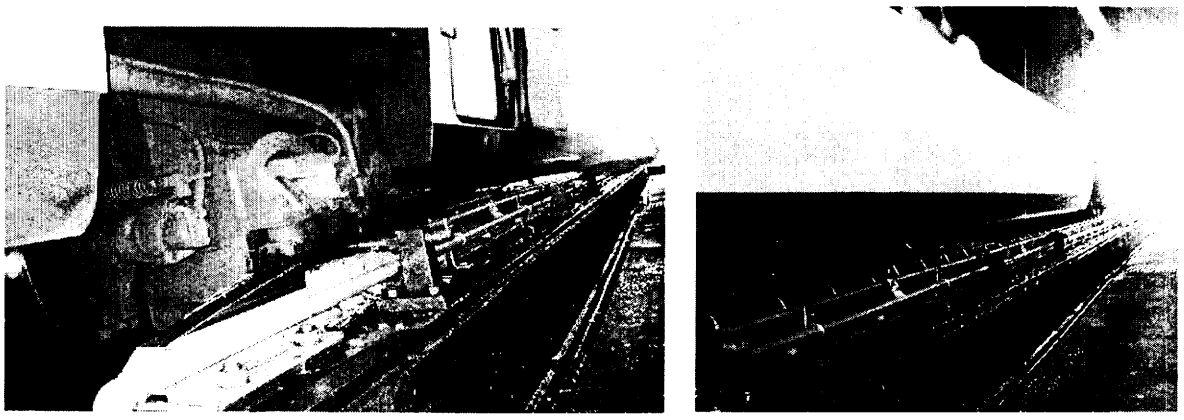


Fig. 3.9. Talgo사 궤간변경 지상설비의 안내선로에 윤활유(온수)를 공급하는 장면.

1.2 스페인 CAF

스페인의 CAF사는 Alstorm사 등의 도움으로 BRAVA 방식의 궤간가변 대차를 개발하였다. 이 대차는 여객차량용 동력대차이고 부수 대차가 있다. 화차용 대차에도 적용 가능하다. 여객차용 대차의 특징은 차축은 비회전이지만 좌우차륜은 스플라인 구조로 되어있어 일체로 회전한다. 또한 브레이크 디스크는 좌우방향에 고정된다. 따라서 브레이크 장치는 궤간변환을 따라 이동기구가 필요 없는 심플한 구조이다. 궤간의 잠금장치 구조는 일본에서 개발 중인 A방식 대차와 같다. 다보로크 방식으로서, 윤축을 하강, 상승시켜 록킹 구멍으로부터 다보를 해제 또는 삽입하여 궤간의 해정(로킹을 해제하는것)과 쇄정(로킹)을 수행한다. 영업 최고속도의 목표는 표준궤 250km/h 광궤(1688mm)로 220km/h로 하고 있다. 전원은 교류 25kv 직류 3kvfp에 대응 가능하도록 하였다. 10만~15만킬로의 주행과 궤간변환시험 (궤간변환속도 15km/h)등의 내구성 시험을 실시하여 2001년 9월에 GIF와 12편성의 납입계약을 체결하였다. 건설 중인 마드리드~바르셀로나 고속신선 등에 투입하도록 되어있다.

1.3 일본

일본의 궤간가변 시험차량(구형) 차체는 알루미늄합금으로 만들어진 경량 mono-cock 구조인데, 신간선 터널에서 고속으로 주행하기 위하여 airtight 구조가 이용되었다. 차체의 내부 바닥공간 거의 전체면적에 400 채널 데이터 수집 시스템을 설치하였다. 모터와 베어링의 온도, 주요부품의 응력, 속도, 진동, 변형, 전류, 전압 등과 같이 특정시험차량 평가를 위한 필요항목들을 측정하였다.

초기 궤간변경 시험은 1998년 11월에 Kunitachi에 있는 RTRI 시험소에서 수행되었다. 얼마 후 1999년 1월에 JR West 의 Yonago-Yasugi 역 사이의 9 km 협궤 구간에서 100 km/h 까지 차량성능 시험을 수행하였다. 시험 구간은 1500 V DC이고 직선구간 뿐만이 아니라 400 m 반경의 곡선구간도 있다. 이 시험은 일본 내에서 독립차륜 동력대차로는 처음으로 이루어진 실험이다. 이러한 시험들은 100 km/h 까지 문제없이 수행되었다.

성능시험과 내구시험은 1999년 4월에 시작되어 2001년 1월에 완료되었다. 시험선 조건에서 최고 속도는 246 km/h를 얻었다. 이러한 시험 후에 A Type 대차는 총 591,949 km(목표: 600,000 km)를 주행하였고 B Type 대차는 229,687(목표: 300,000 km)를 주행하였다. 평균 시험속도는 200 km/h이고 매우 안정된 주행성능을 보였다. Pueblo에서의 시험 후 일본에서 일부 수정 후 시험을 계속하고 있다. 2001년 가을부터 표준 궤간 Sanyo Shinkansen 선에서 고속성능시험과 협궤 Nippon 선에서 내구시험을 수행하고 있다. 2003년 3월까지 Shinkansen에서 300 km/h 까지의 성능시험과 협궤에서의 100,000 km 내구시험을 진행하였다.

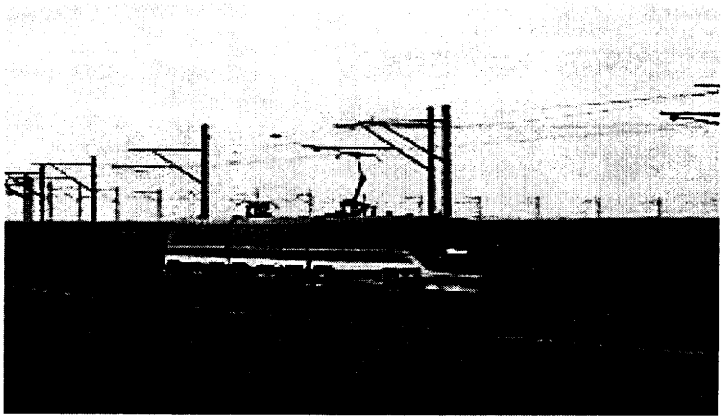


Fig. 3.10. 푸에브로에서의 주행시험 모습.

일본 궤간가변 차량의 표준궤에서의 시험은 미국 푸에블로 (Pueblo)에서 수행되었다. 내구시험을 위한 긴 시험시간과 일본 내에서의 주 선로의 접근한계 때문에 안전성 보장, 신뢰성 및 내구 시험은 미국 콜로라도주 푸에블로에 위치한 연방운송철도국(TTC :Transportation Technology Center)에서 수행되었다. 궤간가변 차량의 주행 후에 선로는 철도시험궤도 (RTT선)으로 불리며 시험차량은 길이가 22 km, 최소 곡선 반경이 1400 m, 최고 경사 (superelevation)가 152 mm, 전차선은 25 kV AC 인 시험선이다. 시험선의 시험센터 근처에 궤간 변경장치를 가지는 유지보수 빌딩을 건립하였다. 궤간가변 전차의 주행시험 때문에 전용 검수 설비와 궤간변환 장치와 거기에 연속된 협궤선로를 건설하였다. 또한 RTT선의 분기장치도 고속주행 때문에 노즈 가동형으로 교환하였다.

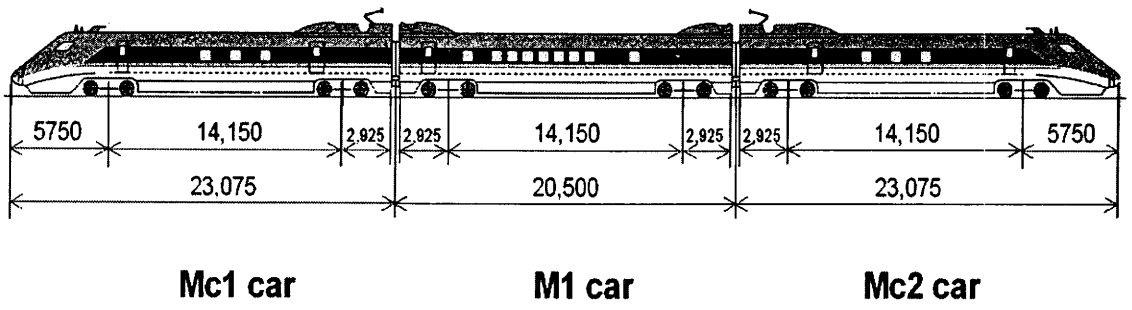


Fig. 3.11. 일본 궤간가변 시험차량(구형)의 푸에브로 시험용 편성.

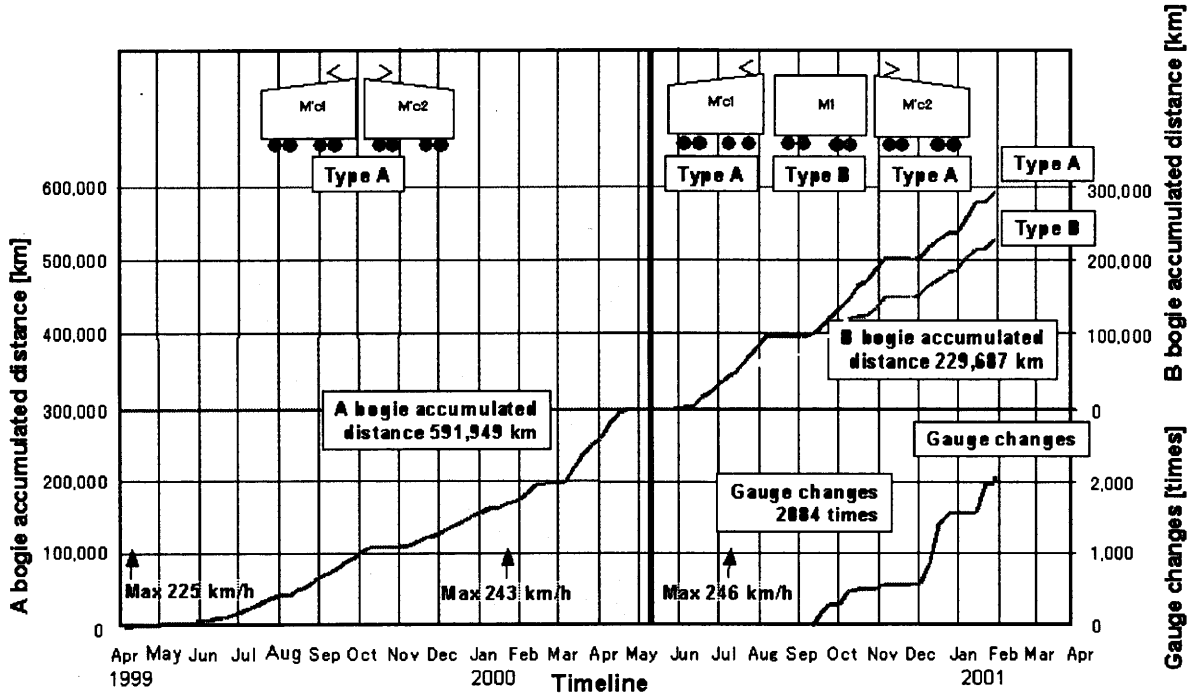


Fig. 3.12. 일본 궤간가변 차량의 푸에브로 시험 일정.

푸에블로에서의 주행시험은 1999년 4월부터 2001년 1월말까지 실시되었다. 최고속도는 2000년 7월 3일에 246km/h에 도달하였다. 그간 A Type 궤간가변 대차는 약 60만 km, B Type 궤간가변 대차는 약 23만 km의 주행시험을 실시하였다. 궤간변환 실험은 2084회를 실시하였다. 이러한 일련의 시험에 따르면 표준궤에 한해서 고속 주행 시와 궤간변환 시의 내구성 등에 관련된 데이터를 얻는 것이 가능했다. 시험개시 당시에는 다른 시험과 시험노선을 공유하여 RTT선을 사용하였기 때문에 1일 8시간 동안 수행하였지만 2000년 1월 이후는 주행시간을 늘려서 최종적으로 1일 16시간동안 실험하였다. 이 때문에 시험의 후반부터는 누적주행거리가 증가하였다. 내구성시험은 21.7km의 RTT선을 1주(바퀴) 평균 6분 28초로 선회하였고, 평균 200km/h로 안정적으로 주행하였다.

미국 푸에블로에서의 주행시험 후에 시험차량을 2001년 3월에 일본으로 다시 가지고 와서 국내시험에 필요한 환경대책과 신호·무선들의 보안장치의 설비, 세 가지 전원에 대응하는 개조이외에 주요부의 정비 등을 수행하였다.

신간선에서의 고속 주행시험과 재래선에 있어서 급 곡선구간을 포함하는 주행시험을 실시하기 위하여, JR 서일본 산요 신간선 시모노세키역 구내에서, 궤간변환 장치를 가지고 시험기지를 설치하였다. 또한 재래선 주행 시험기간 중에는 JR 큐슈 고쿠라 공장의 일부에도 시험기지를 설치하여 시험차량의 검수 등을 수행하였다. 급 곡선시험기간 중에는 임시적으로 상당한 시험기지를 설치하였다.

일본 내 시험에서는 신간선의 속도 향상 시험과 고속주행시험, 재래선의 속도 향

상시험과 급 곡선시험, 또한 재래선에서 내구성 주행시험과 신간선과 재래선 간의 직통시험에 따른 궤간변환 시험을 상정하였기 때문에 일본 내 시험에서는 주목적으로 이하의 내용에 관하여 확인하는 것을 목적으로 하였다.

- 자력주행보다 각 대차의 궤간변환기구의 작동에 따르는 내구성 확인
- 재래선의 곡선 통과성능 확인, 아우르는 2 답면(400계·신원추)에의 성능비교
- 재래선 최고속도 130km/h 주행의 실증 및 지상 설비와의 적합성 확인

신시모노세키에 설치된 궤간변환 장치를 자력 주행시킨 각 대차의 변환 기구의 작동과 내구성을 확인한 실험을, 2001년 12월부터 다음해 1월까지의 1개월간, 그리고 2002년 7월부터 9월까지 2개월간의 연 3개월의 시험을 하였다. 또한 기지 내에서는 궤간변환 시험 중에서도 교직 섹션 통과시험, 분기기 통과시험, 궤도단락 확인 시험 등 각종시험을 실시하였다.



Fig. 3.13. 신시모노세키에서 궤간변환 시험 모습.

재래선의 주행시험은 본격적인 주행에 우선하여 기능 확인시험을 2001년 11월, 2002년 2월과 6월에 실시하였다. 재래선 최고속도 130km/h를 목표로 하는 속도향상시험, 곡선반경 R300과 R400을 중심으로 하는 급 곡선의 곡선통과성능을 확인하는 급 곡선 시험을 2002년 10월과 11월의 2개월 간에 실시하였다.

재래선 주행시험은 시험의 목적에 대응하여 주행구간을 선정하여 실시하였다. 기능확인시험은 서고쿠라~죠노간 (5.3km)에서, 속도향상시험은 고쿠라~신 다와라 간 (29.4km)에서 실시하였다. 또한 급 곡선 시험에서는 R300, R400의 급 곡선을 많이 보유한 벳부~오이타 간(12.1km)의 시험구간으로 선정하여 시험차량을 오이타로 돌려보내어 오이타를 시험기지로 하여 시험을 수행하였다.

주행시험은 2001년 11월 2일 밤에 JR 규슈닛포선 고쿠라~죠노간의 기능확인 주

행을 시작으로 하여 2001년 12월부터는 신 시모노세키 시험기지에서 궤간변환 시험, 닛포본선에의 확인주행, 그 후에 재차 신 시모노세키 시험기지 내에서 궤간변환 시험을 실시하였다. 또한 2002년 10월부터 11월까지 서고쿠라~신 다와라, 벳푸~오이타간에서 본격적으로 재래선의 속도향상 시험과 급곡선 시험을 시행하지 않고 예정을 종료하였다.

궤간변환 회수는 전반기의 겨울기간 동안 414회를 하였고 후반기의 여름기간 동안 1144회를 수행하여 합계 1558회를 실시하였다.

본선주행시험에는 안전을 확인하기 위하여 속도 55km/h부터 속도를 향상하여, 2002년 11월 22일 야간의 주행에서 130km/h의 주행안정성을 확인하였다. 급 곡선 시험에서는 R400에서 90km/h의 속도까지 안정적으로 통과하는 것을 확인하였다. 주행시험으로 본선주행이 누적 주행거리가 약 2800km/h가 되었다. 이러한 시험주행을 실시하는 중에 신호시스템에서 선로상의 열차 유무를 검사하기 위하여 이용되고 있는 대차의 궤도단락성능에 관련된 문제와 재래선 분기기를 통과하는 모든 횡압등기구의 기술적 문제가 밝혀져서 차후에 검토하여야 한다고 한다. 궤간가변 대차로는 신간선의 고속안정성과 재래선의 급곡선 통과성능을 모두 충족시켜야 하는 필요성이 있다. 따라서 그러한 양 성능을 모두 만족시키기 위하여 시스템의 중량이 다소 크게 되었으며 개량의 여지가 있다.

결국 일본 내 주행시험에서는 궤간 변환시험은 누계 1558회, 재래선 누계 주행거리는 약 2800 km였다. 또한 재래선 최고 운행속도는 130km/h였다. 현재까지 일본의 궤간가변 차량은 시험과 개선을 반복하고 있으며, 이후 각종 기술적인 문제의 해결측면에서 안전성, 신뢰성 및 내구성과 유지보수 등의 실용화를 위한 확인 작업이 계속 필요하다고 한다.

A방식 대차는 차륜과 주전동기를 일체로 하는 독립 차륜 회전방식의 대차이다.

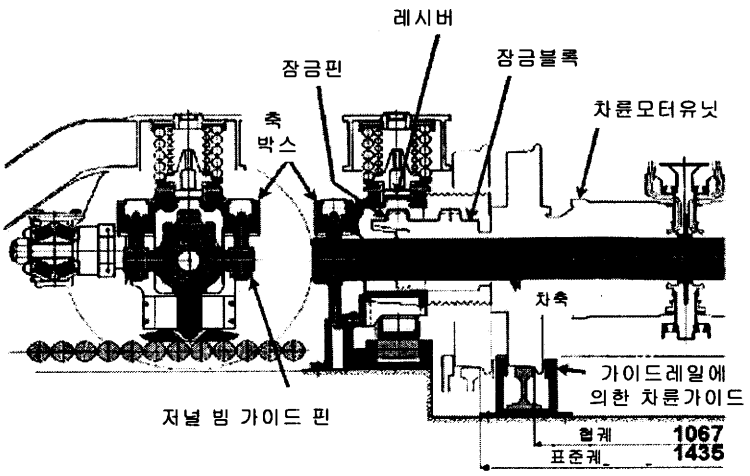


Fig. 3.14. 일본의 A방식 대차의 단면도.

A방식 대차의 윤축 구성을 그림 3-36에 도시하였다. 윤축의 주요부품으로 하는 차륜, 차축, 주전동기고정자, 주전동기회전자, 브레이크디스크, 외통, 로킹블록, 축상체, 축단대들보, 가이드 핀 등으로 구성되어있다. 차축은 비회전축으로 그 양단에 축단대들보가 고정되어있다. 이 축단대들보에는 가이드핀을 고정하였다. 가이드핀은 축상체로 감합되어, 여기에서보다 차축과 축상체가 침목방향으로 고정되어 함께 차축이 상하로 움지이는 것이 가능하게 되어 있다. 외통의 위로는 차륜, 주전동기, 로킹블록을 배치하였다. 차륜은 측면에 브레이크 디스크를 붙여 차륜의 보스부에 주전동기 회전자가 볼트결합으로 되어 일체의 유닛으로 되도록 한다. 이 유닛은 차륜의 내측과 주전동기 내측의 축수를 두어 외통에 대해 회전가능 하게 지지 되도록 한다. 이에 따라, 좌우의 차륜은 각각 독립적으로 회전한다. 외통의 차단측에는 로킹블록을 배치하여 외통과는 스프라인 결합하여 회전하지 않도록 하는 것과 함께 침목방향으로 고정한다. 로킹블록은 축상체의 중간을 상하·침목 방향으로 이동가능하여 상부의 2개의 로크다보를 지지한다. 이 로크다보는 각각 표준궤·협궤의 위치를 합하여 축상체의 로킹구멍과 결합하여 차륜의 게이지를 고정한다. 축상체는 로킹블록 때문에 중앙부에 큰 구멍을 가지고 그 윗면에는 다보가 결합하는 구멍을 가지어, 차단측에는 2개의 가이드핀이 결합하는 안내구멍을 가진다.

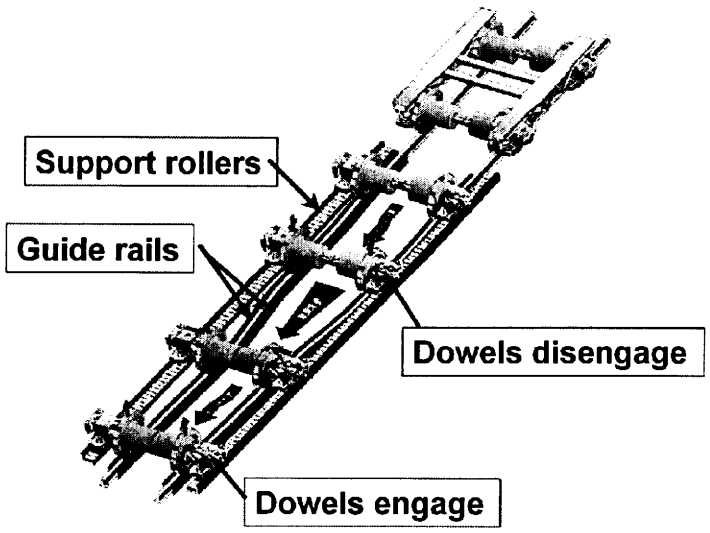


Fig. 3.14. 일본 A방식 궤간가변 대차의 궤간변환 과정.

A방식 대차의 특징은 통상의 철도차량으로는 좌우의 차륜은 차륜과 고정된 좌우 일체로 회전하는 것에 대하여 좌우 차륜이 각각 차축상을 침목방향으로 이동 가능되도록 하는 독립으로 회전 가능한 구조로 하는 것이다. 또한 동력전달기구는 구조를 간소화하기 위하여 종래의 전동대차의 동력전달구조로 다양하게 사용되고있는 평행카르단 방식으로 하지 않고, 차륜에 모터를 직접 부착하는 DDM(다이렉트드라이브모터)방식을 채용하였다. 재래선의 곡선통과성능에 있어서는 독립 회전구조로 좌우의 차륜에 있어 자기 조타성이 없기 때문에 곡선 통과 시에 횡압이 높아지게 되고 차륜

의 플랜지의 마모가 빨라지기 때문에 곡선통과시의 차체와 대차의 보기각에 연동되는 차축을 곡선에 대하여 구부린 조타 대차로 하였다.

차륜의 위치를 결정하는 잠금 부분은 주행 중에 지상설비를 통과할 시 차륜에 예상되는 하중으로부터 자동적으로 작동되는 구조로 되어있다. 표준궤로부터 협궤로 궤간 변경되는 작동 순서는 다음과 같다.

- 대차는 궤간변환 궤도로 진입한다.
- 차륜에 작용하고있는 차량하중은 축상체 및 축상 지지레일에 작용한다.
- 차륜의 박탈레일의 높이를 낮추기 위하여 차륜 또한 자중을 이용하여 하향으로되도록 축상체의 중간에 로크 다보를 해제한다.
- 차륜의 양측에 설치된 가이드레일을 따라 주행하는 도중에 차륜의 위치가 표준궤로부터 협궤로 변경된다.
- 차륜의 위치가 협궤의 위치로 오르는 경우 레일의 높이를 높이고 차륜도 함께 올려서 축상체의 중간에 로크 다보가 꼭 맞도록 궤간이 고정된다.
- 축상 지지레일을 해제하여 차륜에 차량질량이 작용한다.

B방식의 대차는 평행 카르단 구조를 사용하는 좌우차륜 일체회전방식의 대차이다.

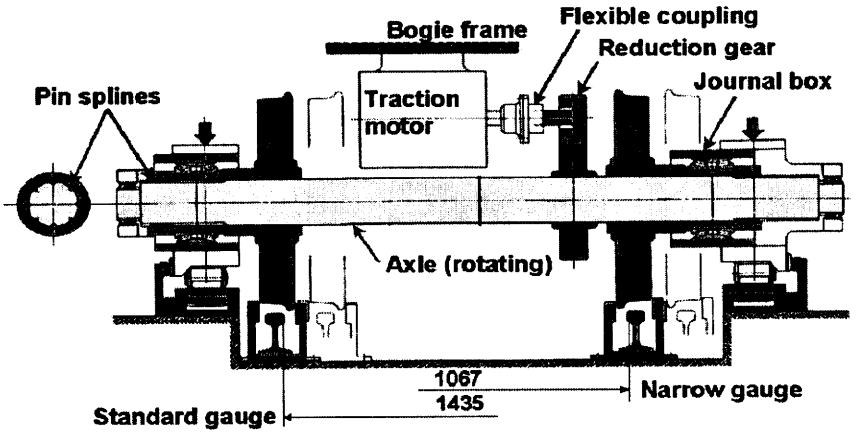


Fig. 3.15. 일본의 B방식 대차의 단면도.

차륜, 외슬리브, 축수, 축상 등은 한 개의 유닛으로 하고 이를 차륜 유닛이라 부른다. 좌우의 차륜 유닛과 차축은 차륜에 압입하는 외 슬리브와 차축에 압입된 내 슬리브에 설치된 코로스프라인으로 토크를 전달함에 있어서 일체로 되어 회전을 한다. 외 슬리브는 내측에 미끄러짐 축수를 압입하여 궤간변환 시에는 차축과 미끄러짐 축수사이가 이동한다. 축단지지부는 구면축수 핀을 두어 축상대들보와 결합되어 축상대들보와 차축을 침목방향으로 구속한다.

궤간의 고정은 축상 대들보와 축상의 양방으로 홈을 설치하여 그 간을 스라이드 스토퍼라 부르는 부품으로 고정한다. 또한 윤축의 구동은 병행 카르단방식으로 한다.

B방식 대차의 특징은 A방식 대차의 단점, 이를테면 곡선통과 시의 자기 조타성이 부족한 것이나, 차륜일체 주전동기 보다 스프링 하 질량이 늘어나는 것 등을 개선하는 것을 목표로 하였다. 그런 이유로 좌우의 차륜은 일체로 회전하는 구조로 개선함으로서 동력전달기구는 평행 카르단방식을 채용하였다.

B방식 대차의 궤간변환 과정은 다음과 같다.

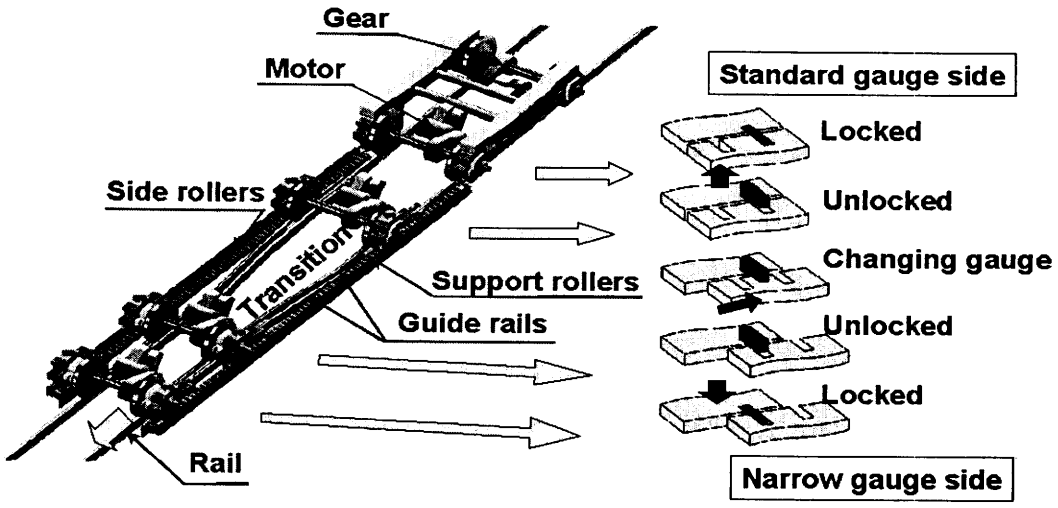


Fig. 3.16. 일본 B방식 궤간가변 대차의 궤간변환 과정.

B방식 대차의 궤간변환을 행하는 부분은 슬라이드 스토퍼와 세 종류의 암으로 구성되어있다. 각각의 암은 쇄정용 암, 작동 암, 해정용 암이라 부르며, 이러한 암은 1세트의 축으로 결합된 3개의 암이 일체로 되어 축을 중심으로 회전한다. 이러한 축은 축상 대들보 하부의 관통구멍에 붙어있다. 슬라이드 스토퍼를 상하로 움직이도록 작동암이 회전하게 되며, 그러한 회전은 쇄정용 암과 해정용 암이 회전하여 발생된다.

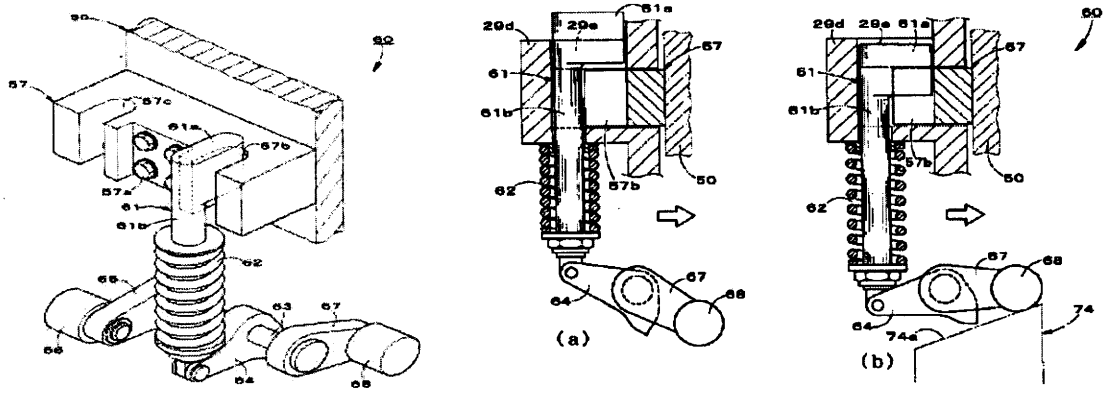


Fig. 3.17. 일본 B방식 궤간가변 시스템의 잠금장치.

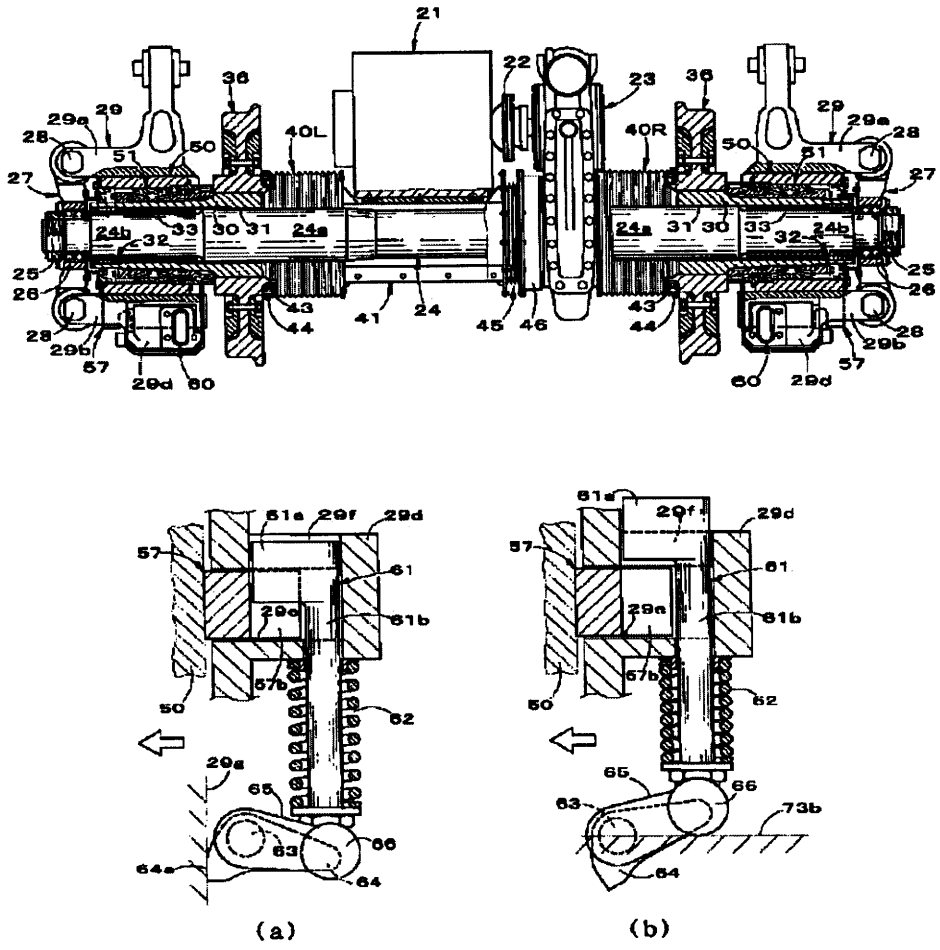


Fig. 3.18. 일본 B방식 궤간가변 시스템의 잠금장치 작동 원리.

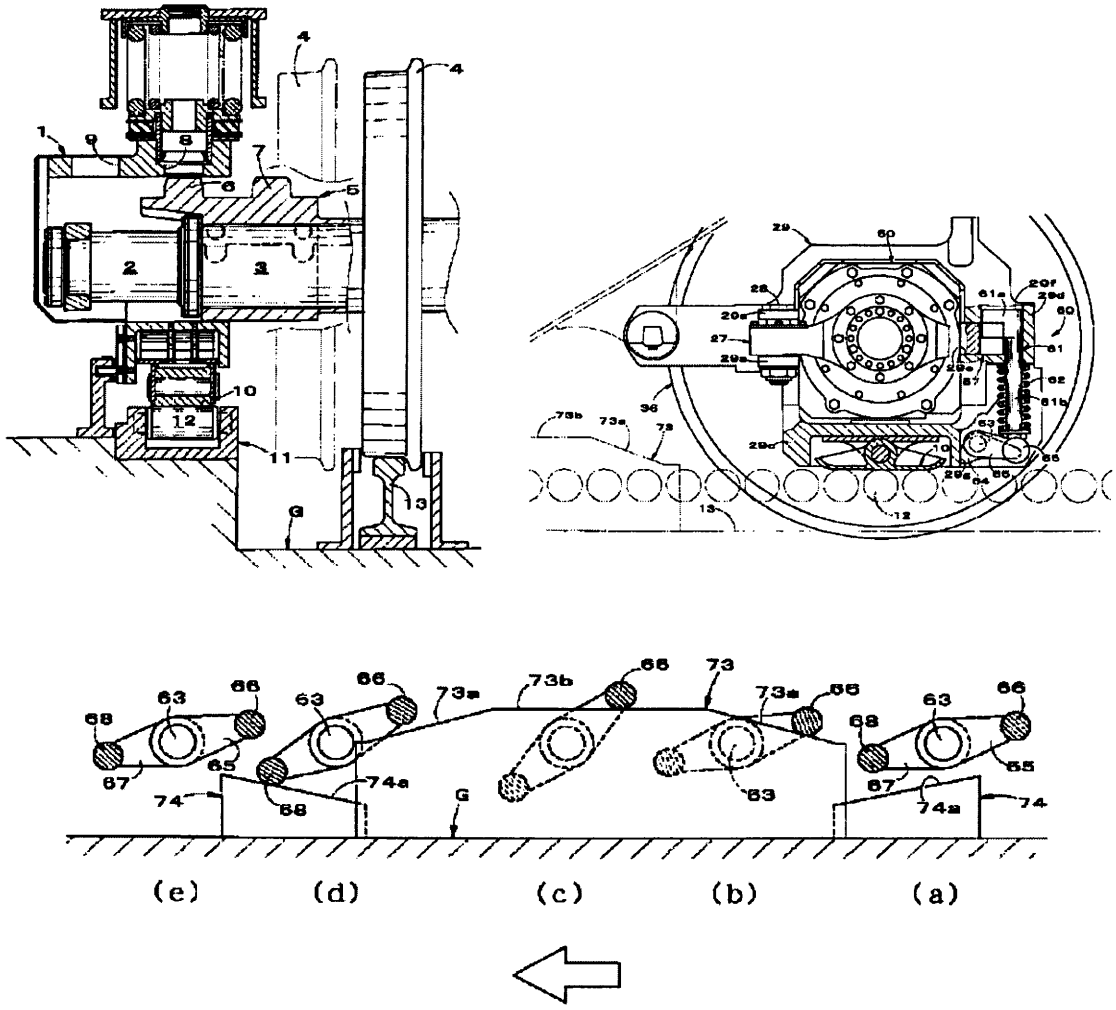


Fig. 3.19. 일본 B방식 궤간가변 지상설비의 작동 원리.

이러한 작동 암을 상하로 움직이기 위해서 쇄정용 암과 해정용 암을 지상설비 측으로부터 상하로 움직인다. 잠김 상태를 풀기 위해서는 해정용 암을 위로 움직이고 작동암도 동시에 위쪽으로 움직여서 해정용 암을 아래쪽으로 한다. 이때에 슬라이드스토퍼도 위쪽으로 움직여 축상체와 축상대들보 간의 잠김을 해제한다. 잠김 상태가 되기 위해서는 이 역순으로 쇄정용 암을 위쪽으로 움직이면 슬라이드스토퍼가 아래로 움직여 잠김이 된다. 이러한 암의 움직임을 포함하는 궤간변환 동작은 다음과 같다.

- 대차는 궤간변환 궤도로 진입한다.
- 축상 지지레일을 따라 축상체의 아래를 지지하여 차륜에 작용하고 있는 차량 질량을 축상대들보에 작용하게 한다. (여기까지는 A방식 대차와 동일하다)
- 차륜의 박탈레일의 높이가 낮아짐과 동시에 지상측으로는 해정용 레일이 높아지고 해정용 암이 위로 지지하고 , 슬라이드 스토퍼가 위쪽으로 압입하여

록이 해제된다.

- 차륜의 양측으로 설치된 가이드레일을 따라 주행하는 것으로부터 차륜의 위치가 표준궤로부터 협궤로 변경된다.
- 차륜의 위치가 협궤의 위치로 오를 때 레일의 높이를 위로 하는 것과 동시에 지상측으로는 시정용 레일이 높아진다. 시정용 암을 위로지지 하는 것과 함께 슬라이드스토퍼가 아래로 되어 잠김이 된다.
- 축상 지지레일을 해제하여 차륜에 차량하중을 작용한다.

궤간가변 열차를 실용화하기 위해서는 대차의 궤간변환 기구의 신뢰도를 높여 장기간 사용에 안정적인 내구성을 가져야 하는 것 이외에도, 궤간을 변환하는 도중에 어떠한 이상이 발생하는 경우에도 즉각 열차를 멈추어 상태를 확인할 수 있어야 하는 것이 필요하다. 일본의 궤간가변 동력대차에는 궤간변환 과정에서 모터를 적절하게 제어하기 위한 제어 시스템을 탑재하고 있다. 일본의 궤간가변 장치는 궤간변경 시 차량의 하중을 지지레일에 옮기기 때문에 차륜은 레일과 접촉하지 않게 된다. 따라서 제어 시스템이 없을 경우 차륜에 작용하던 회전력에 의해서 차륜이 공회전을 하게 되고 급하게 회전속도가 상승하게 된다. 이를 피하기 위하여 차륜을 회전하는 주전동기의 전류를 감소시키는 역할을 제어 시스템이 하게 되고 또한 궤간 변환이 끝나게 되면 다시 주전동기에 전류를 복귀시켜 차륜을 회전시켜야 한다. 이를 위해서 궤간 변경의 시작과 끝을 판단하기 위한 신호 시스템도 필요하게 되었다.

또한 궤간 변경 시 이상이 발생하거나, 주행 중에 궤간변환 기구에 이상이 발생하였을 경우 주전동기의 전류를 끄고 에어브레이크를 작동하여 열차를 즉각 정지시키는 제어 시스템을 탑재하고 있다. 이상의 신호들은 지상의 모니터와 운전자의 모니터에 모두 표시가 되도록 하였다.

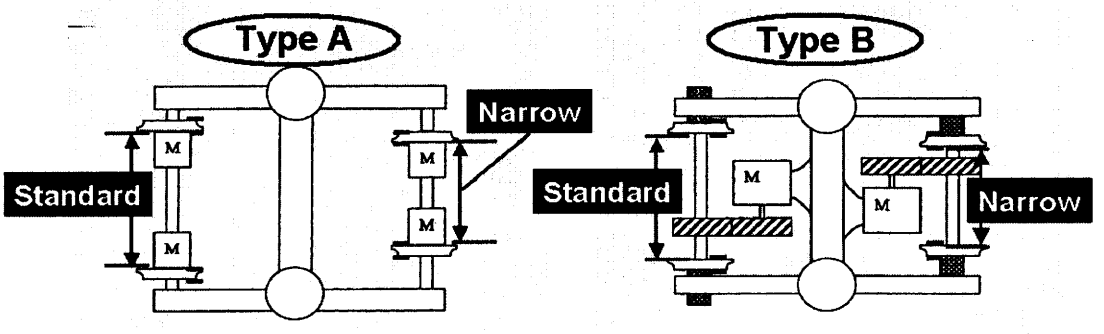


Fig. 3.20. 일본의 A방식과 B방식 궤간가변 대차의 동력 전달 방식 비교.

일본에서 개발 중인 궤간가변 차량은 동력 분산식 전기차량이기 때문에 차량은 자유롭게 자기 동력으로 두 궤간의 궤도를 주행할 수 있다. 또한 궤간 변경 동안에

스페인 Talgo사의 시스템과는 달리 열차를 정지시킬 필요가 없다. Talgo 사와 유사한 점 중의 하나는 궤간을 변환하는 동안 차량의 중량을 지지하는 방식이라는 것이다. Talgo사는 마찰을 이용하며 RTRI는 로울러를 이용하는 것이 차이점이다.



Fig. 3.21. 일본의 롤러를 이용한 궤간가변 지상설비.

각 대차 당 8개의 인버터가 필요하고 구동모터가 축에 직접 연결된 형식의 경우 대차하중의 증가에 따른 질량의 비평형 문제가 있다. 또한 잠금장치 등이 다른 국가의 궤간가변 시스템에 비하여 복잡하다. 따라서 제작비가 많이 들고 유지보수에 비용이 많이 들 수 있다.

일본에서는 궤간가변 시험열차(구형) 및 궤간변환 지상설비를 제작, 건설하기 위하여 15억엔 (약 150억원)의 비용이 소요되었다고 한다. 이것은 연구비는 제외되어 있으며 순전히 1차 시험에 이용한 3량의 차량 및 궤간변환 지상설비를 건설하기 위한 비용이었다. 총 연구비는 2006년까지 약 1000억원이 소요되었다. 또한 해당 연구에 RTRI의 전담연구원 6명과 분야별 전문인력이 비 전담으로 약 30-40명이 참여하였다고 한다. 일본 RTRI에서는 승객용 차량의 개발에 주안점을 두고 있다. 현재 앞에서 보인 바와 같은 2종과 D방식을 합하여 3개 방식의 대차를 개발하였다. 상용화에는 궤간가변 차량의 개발뿐만 아니라 기존의 노선에 대한 공사 등 건축 및 토목적인 문제들의 해결을 하여야 하므로 많은 시간이 요구된다고 한다.

1.4 독일

DBAG/RAFIL V형의 궤간변경은 다음의 단계를 거쳐서 변환된다.

- 궤간 가변장치에 들어서면 윤축 내부의 릴리스 디스크가 궤간 가변장치의 안내 레일 형성 부분으로 움직인다. 이 두 레일사이의 공간이 증가하여 잠금 부시들이 외곽으로 밀려나게 된다. 이 과정은 압축 스프링의 저항을 극복하면서 이루어진다. 잠금 레버들은 부싱 안에 위치한 캠에 의하여 최초의 설치로부터 회전하여 축 방향으로 차륜을 풀면서 이루어진다.

- 윤축의 차륜 플랜지는 grooved 레일 안에서 구른다. 이 차륜들은 grooved 레일에 의하여 다른 궤간으로 안내된다.

- 일단 다른 궤간이 얻어지면, 안내레일들 사이의 공간이 감소하고 압축스프링이 자동적으로 locking 부시를 원래의 위치로 밀어낸다. 이 과정에서 잠금 레버들은 차륜내의 적당 채널로 잠금 부시상의 면에 겹치면서 안내된다. 즉 차륜은 다시 한 번 축상으로 움직이지 못하도록 구속된다.

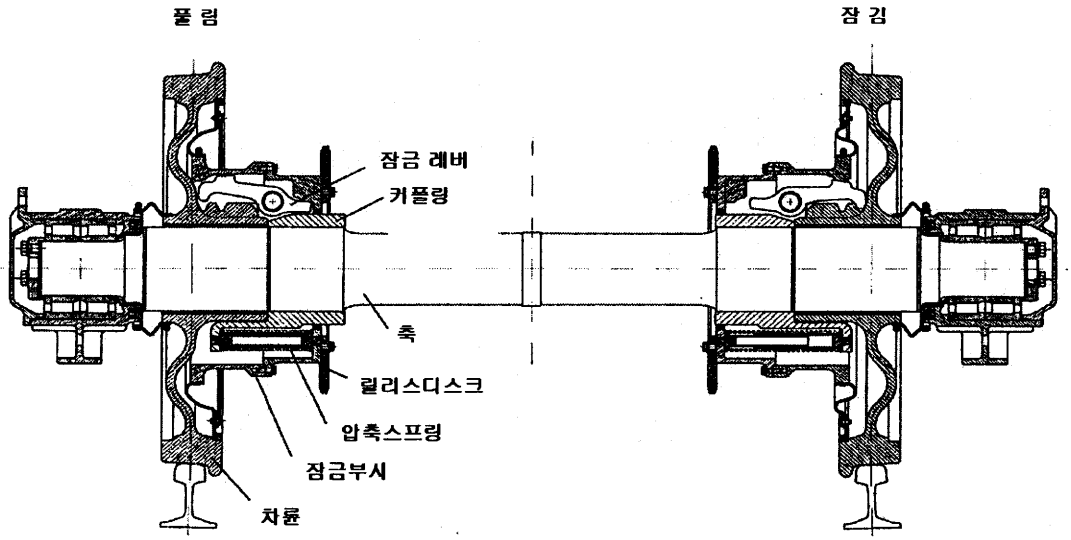
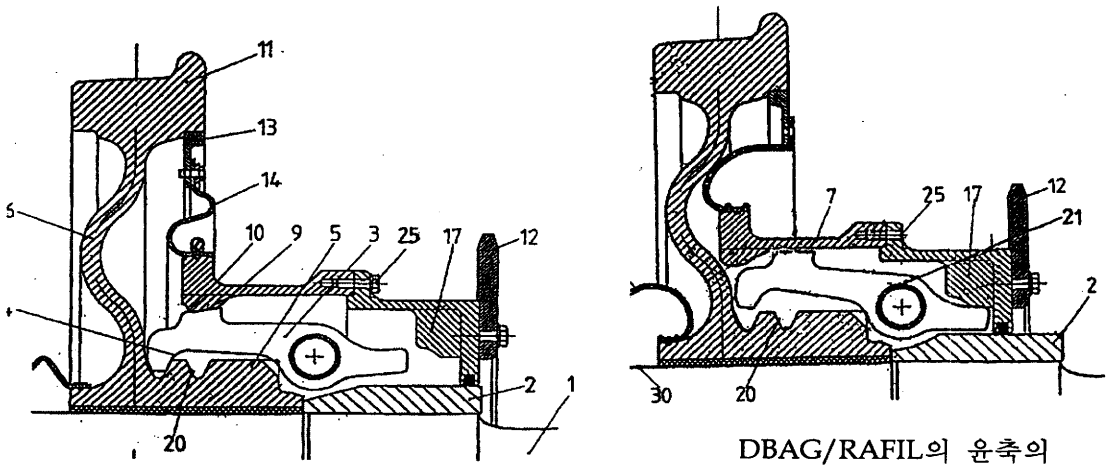


Fig. 3.22. 독일 궤간가변 윤축의 단면.



DBAG/RAFIL의 윤축의 잠금상태

DBAG/RAFIL의 윤축의 풀림상태

Fig. 3.23. 독일 궤간가변 윤축의 잠금기구 작동 원리.

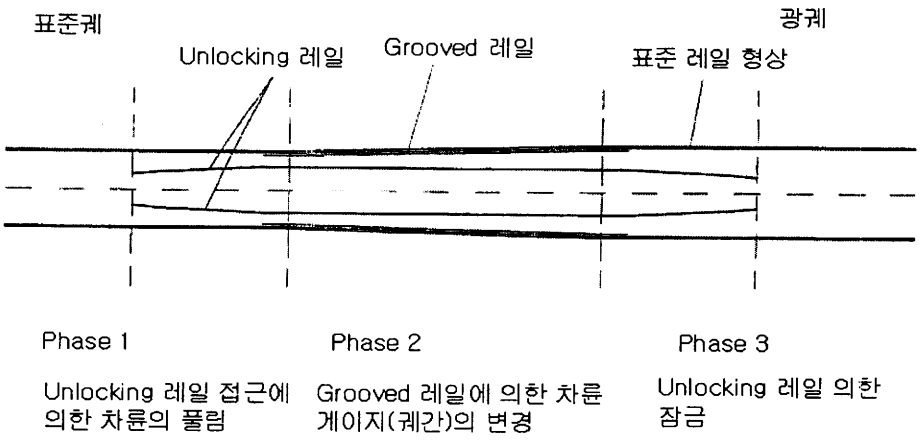




Fig. 3.24. 독일 궤간가변 시스템의 지상설비.

독일형 궤간가변 윤축은 궤간가변 윤축을 모듈형으로 개발하였기 때문에 기존의 표준형 대차에 호환하는 윤축임으로 표준형 대차라면 단면도 치수를 참조하여 즉시 적용할 수 있다. 또한 스페인 Talgo사와는 다르게 차륜이 정상하중을 받는 상태에서 궤간을 변경한다는 것이다. 특히, 독일형 RAFIL의 궤간가변 윤축은 3개의 레버와 3개의 압축 스프링에 의한 잠금장치를 포함하여 단순하며, 또한 지상설비도 단순하다는 것이 특징이다. 또한 직경 920 mm의 solid 차륜을 적용하였으며 Y-25 표준대차와 호환성을 유지한다. 또한 폴란드 PKP의 궤간 변환장치와 호환성을 유지한다. RAFIL 윤축의 장점으로는 값이 싸고 부가적인 질량이 크게 증가하지 않은 다는 것이다. 전통적인 윤축은 1,200 kg, 궤간 가변 윤축은 1,750 kg 이어서 550 kg의 차이가 난다. 또한 부식을 방지하기 위하여 도색을 한다고 하며 응축에 의하여 실링이 된 내부에 수분이 생길 수 있다.

Table 3.1. 독일 DBAG/RAFIL V 궤간가변 장치의 기술 사양.

궤간 (Track gauges)	1,435/1,520 mm	1,435/1,668 mm
축하중 (Axleload)	23.5 t	20.0 t
회전 직경 (Rolling circle diameter)	920 mm	840 mm
최소 치수 (Lowest dimension)	840 mm	760 mm
최대 허용 속도 (Max. permissible speed)	120 km/h	120 km/h
베어링 센터간의 거리 (Distance between bearing centres)	2,036 mm	2,170 mm
축 저어널 직경 (Axle-journal diamter)	130 mm	130 mm
윤축 질량 (Wheelset mass)	1,465 kg	1,400 kg
궤간 가변 (Brake system)	변환밸브를 갖는 축 브레이크 (shoe brake with changeover valve, optionally with axle-mounted brake discs)	
Gauge changing	윤축하중 제거 없이 10km/h로 궤간가변 장치 통과 (passage through the gauge- changing installation at 10km/h with no lessening of load on the wheelset)	

독일 RAFIL사는 다음과 같은 시험을 수행하였거나 진행 중에 있다고 한다.

- 회전휨 시험(rotating bending test)에 의한 피로강도의 결정
- 차륜웹(wheel web)과 잠금 기구의 부품에 대한 정적, 동적 시험
- UIC 518에 따른 주행 시험
- ORE B55, RP 8에 따른 비틀림궤도(track torsion) 상의 주행
- 1,435/1,520mm 과 1,435/1,668mm 윤축을 장착한 화차로 궤간가변시험
- 충격 시험 및 고횡압 영향 시험
- 테스트 리그에서의 브레이크 시험, 60 km/h에서 45분 동안 50 kW의 브레이크 동력으로 trailing 시험
- UIC 512에 따른 전기 저항의 결정

해당 연구결과를 RAFIL 자체적으로 평가한 내용은 다음과 같다.

- 차륜, 차축, 잠금기구의 부품들은 충분한 강도를 보여줬다.
- 공차와 22.5 t 영차의 120 km/h에서 주행과 제동특성이 적합하다.
- 다양한 시험동안 적절한 잠금 특성을 보여줬다(shock tests, track torsions, influence of high longitudinal pressing forces).
- 잠금기구에 고 열하중의 영향이 없다.
- 시험동안 문제의 원인들에 대한 이유들이 밝혀졌다(inner and outer sealing system, once an uncorrect locking).
- 발생한 문제점들에 대한 개선이 이루어졌다.

독일 RAFIL사는 시험의 완료 후 EBA의 승인을 획득할 것이라고 한다. 또한 스페인과 스칸디나비아 (스웨덴, 핀란드)에서의 적용에 관심을 가지고 있다고 한다. RAFIL사에서는 핀란드에서 혹한기에 실시한 제동시스템 시험을 수행한 결과로 문제가 없었다고 한다. RAFIL사의 윤축은 기관차에 적용하기 위해서는 많은 수정이 필요하며, RAFIL사 측에서도 개발된 3종류의 윤축 중에 한 종류만 기관차 적용을 시험중이라고 한다. 윤축의 비용에 있어서 기존의 전통적인 윤축은 약 4,870$, 궤간가변 윤축은 18,000$라고 한다. RAFIL사에서는 궤간 가변 윤축의 목표 비용을 14,600$로 하기 위해 연구 중이다. RAFIL사는 UIC 규정을 모두 만족할 수 있다고 하며 영하 35도에서 만족되었다고 한다. 다만, 아직 시험 중이며 시베리아의 영하 60도 조건에 대하여는 적용가능성에 대한 정보가 없다.

1.5 러시아

러시아 철도종합연구소 (RRRI, VNIIZhT)는 궤간가변 윤축 개발에 대한 경험과 자체적인 설계 모델이 있다고 하며 독일 및 폴란드와 유사한 방식이라고 한다. 그러나 공개된 자료가 없으며, 러시아 측에서도 자료 공개를 꺼리고 있어서 상세한 내용을 알 수 없다. 알려진 내용은 다음과 같다.

- 시베리아는 극한 지방이기 때문에 RRRI에서는 영하 40도, 60도까지 정상 운행할 수 있는 요구조건에 맞추어 새로운 제작법을 선택하였으며 제작을 위한 요구조건을 만들고 있다.

- 개발한 시스템의 화차용 대차는 축하중이 22 톤이고 추진방식은 DC 3kV, AC 25 kV 사용의 전기 구동과 디젤 구동의 2종류의 추진방식을 개발하고 있다.

- RRRI는 설계 요구사항 등에 대하여 UIC 규정을 따르고 있다.

- 상용차용 편성에서 90 km/h 속도로 최소 곡률반경 250 m 선회가 가능하고, 단일 차량은 60 m도 가능하다.

- RRRI의 궤간가변 차량의 유지보수에 있어서는 6년 후 부품검사, 10년 후에 (1백만 km) 오버홀(분해검사)하고 3백만 km 주행 (또는 32년)후 부품을 바꾼다.

1.6 폴란드

폴란드 궤간가변 여객차용 대차는 최고시속 160km/h이며, 화차용은 최고시속 120km/h(축중 20~22.5톤)이다. 궤간 잠금장치는 스페인 RENFE의 공모전에서 Ogi사가 제안한 방식과 유사하다. SUW 2000은 다양한 실험실 시험과 적재상태에서의 시험에 의하여 PKP의 운행 허락을 받았다. 최종 시험단계 동안에는 UIC 510-4 규격에 따라 다음의 성능시험을 수행하였다.

- 125,000 km 주행 (WL77 Gorlitz sleeping car, 52 톤)

- 104,000 km 주행(tank wagon No. 1, 80 톤)

- 10,000 km 주행(tank wagon No. 2, 80 톤)

위의 운행 거리를 주행한 후 윤축은 분해하여 검사한 결과 잠금장치에 마모가 발견되지 않았다. 이러한 시험 결과를 바탕으로 4RS/N 화차 대차, 413 K 웨건, 426 Sc 웨건용을 제작하였다. 또한 PKP는 여객차용(couchettes 110 Ab, sleeping cars WL77 Gorlitz, Sleeping cars WL86 Bautzen) 윤축도 개발하였다. 25AN/S 대차는 160 km/h

로 주행하며 Mockawa를 경유하는 WARSZAWA-WILNO 선에 운행할 계획이다.

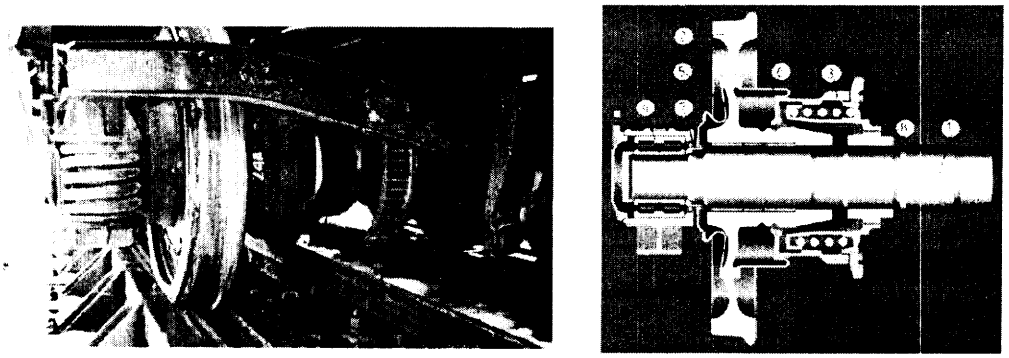


Fig. 3.25. 폴란드 궤간가변 시스템.

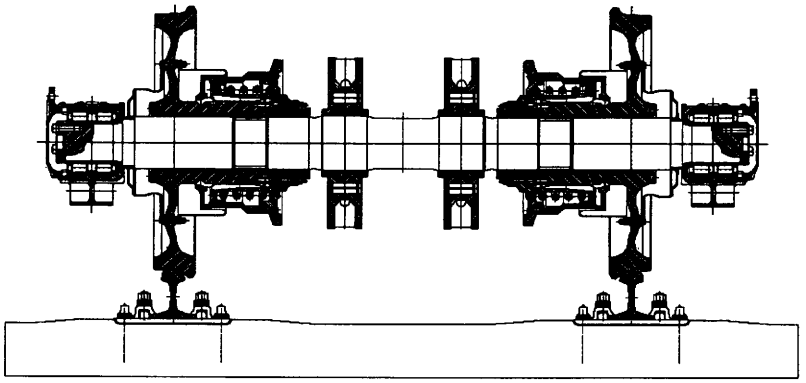


Fig. 3.26. 1,435/1,520mm 궤간선로용 SUW2000 윤축.

궤간 변환 과정은 다음과 같다.

- 윤축이 1,435mm 궤간측에서 궤간변환 장치에 진입하고 차륜은 차륜 rim에 의해 홈레일에 고정되어 안내된다.

- 좌측 플랜지가 제한레일에 접촉되어 주행됨에 따라 확장부쉬에 대해 잠금장치가 해제되어 좌측 차륜의 축방향으로 이동한다. 이 때 완전히 고정된 우측 차륜이 전체 윤축 셋트를 안내한다.

- 좌측의 해방된 차륜은 rim고 홈레일 간의 힘에 의해 1,520mm 궤간의 중간까지 이동한다. 이 운동동안 확장 부쉬는 차축의 2차 홈으로 이동하여 고정된다. 완전히 고정된 우측 차륜은 여전히 전체 윤축을 안내한다.

- 좌측 플랜지가 제한레일로부터 벗어남에 따라 고정 부쉬가 본래 위치로 복귀되면서 확장 부쉬를 쇄정하고 좌측 차륜을 1,520mm의 절반 위치에서 쇄정한다. 이 때 차륜은 전체 윤축을 안내하기 시작한다. 위의 공정이 우측차륜에도 반복되고 결국에 윤축 전체가 1,520mm 구간으로 주행하게 된다.

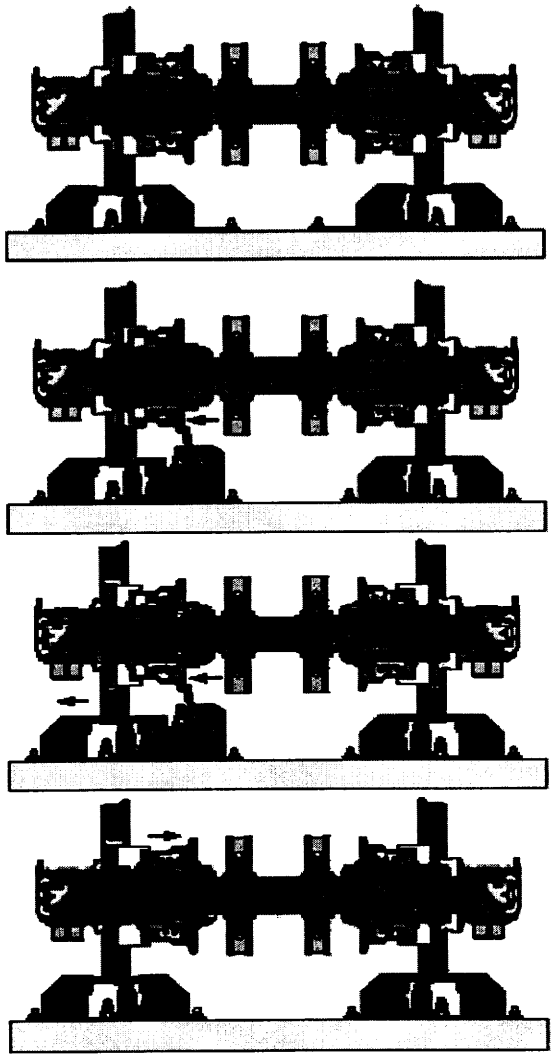


Fig. 3.27. 폴란드 궤간가변 시스템 SUW2000의 작동 과정.

1.7 각국 궤간가변 시스템 특징 비교

Table 3.2. 각 국가들의 궤간가변 시스템 비교.

국가 / 비교항목	스페인(Talgo)	독일(RAFIL)	일본(RTRI)	폴란드(PKP)
일반특징	여객차량에 서비스 중	모듈형 궤간가변 윤축	동력분산식 동력대차	모듈형 궤간가변 윤축
용도	객차/ 화차/동력차	화차/객차의 표준 대차용 윤축	여객차용	화차/객차/동력차의 표준 대차용 윤축
개발정도	60년대 후반부터 여객차량에 서비스 중	2002년말 시제차 시험완료 예정	시제차 시험 중 (10년 이내 서비스 예정)	상업용 시험운행
차륜구동형식	구동/비구동 (기관차용 대차 개발 시험 중)	구동 없음	차륜직접 구동(A type), 구동기어에 의한 구동 (B type)	구동/비구동
운행속도	200-220km/h	120km/h	재래선 100km/h 고속선 246km/h	100-200km/h
차륜형식	독립/일체	일체 회전	독립/일체	일체 회전
궤간변환속도	10-15km/h	10km/h	15km/h	최고 30km/h
변환시 차량하중 지지여부	마찰에 의한 지지	지지 없음	롤러에 의한 지지	지지 없음
변환장치 특징	복잡	단순	복잡	단순

제 2 절 궤간가변장치 관련 특허맵 작성 및 분석

2.1 특허조사 및 특허맵

2.1.1. 특허조사 범위

독자적인 궤간가변장치를 개발을 위해서 필수적인 국내외 특허에 대한 포괄적인 조사와 분석을 수행하였다. 특허조사 범위는 궤간 차이를 극복하고자 하는 기술 전반에 관련된 것이었다. 여기에는 궤간가변장치에 관련한 것이 대부분이었으나 윤축 또는 대차 교환과 관련된 내용들도 일부 포함된다. 후자의 것들도 조사 범위에 포함시킨 것은 관련된 메커니즘이 궤간가변장치의 아이디어 개발과 관련되어 있으며, 개발 방향 등을 설정하는데 있어서 참고가 되기 때문이다. 조사된 특허 건수는 국내외 특허 포함한 총 344건이었다. 국외 특허 339건 (US, PCT, EPO, PL, JAP 등)에 대하여 출원국가별 건수를 비교한 것을 다음 표에 나타내었다. 국내 특허에 대하여는 5건을 조사하였다.

Table 3.3. 조사된 특허의 출원국가별 건수 비교.

출원국가	건수	출원국가	건수
일본 (JP)	88	호주 (AU)	5
유럽연합 (EP)	29	불가리아 (BG)	5
미국 (US)	28	중국 (CN)	5
독일 (DE)	28	헝가리 (HU)	4
프랑스 (FR)	25	덴마크 (DK)	4
소련 (SU)	20	영국 (GB)	3
스페인 (ES)	18	루마니아 (RO)	3
폴란드 (PL)	16	체코슬로바키아 (CS)	2
오스트리아 (AT)	13	네덜란드 (NL)	2
스위스 (CH)	12	핀란드 (FI)	1
러시아 (RU)	6	아일랜드 (IE)	1
PCT (WO)	6	그리스 (GR)	1
브라질 (BR)	6	기타	8
합 계			339 (건)

2.1.2. 특허맵

(1) 개요

조사된 특허 데이터에 대하여 분류, 분석을 하고 그 결과를 특허맵으로 작성하였다. 특허맵 (Patent Map, PM)이란 특허 정보의 각종 서지 사항의 분석 항목을 정리하고, 특허 정보의 기술적 사항의 분석 항목을 가공하여, 특허 정보만이 가지고 있는 권리 정보로서의 특징을 이용한 정보 가공을 통해 이를 분석하고 해석함으로써, 그들의 조합을 통해 분석한 결과를 한눈에 파악할 수 있는 도표로 표현 한 것이다. 특허맵은 지도가 모르는 길을 갈 때 필요한 것처럼 연구기술개발을 어떠한 방향으로 어떻게 진행시켜야 하는지를 참조할 수 있는 지도의 역할을 할 수 있다.

특허맵을 분석하고 살피게 되면 중복되는 연구를 방지하거나, 아직 연구되지 않거나 인지도가 낮은 연구 테마를 선정하는데 도움을 받을 수 있다. 또 기존의 연구들에서의 진행 방향보다 더 빠르고 효율적인 연구개발 방향을 설정하는데 도움이 된다. 만일 관련 특허 등의 기술 선점으로 인하여 그러한 기술을 거치지 않으면 안되는 경우 기술판매 · 매입을 하는데 참고자료를 제공하며, 또한 관련된 특허 기술끼리 상호 이익을 위하여 크로스 라이선스를 맺도록 하는데 자료를 제공할 수 있다.

특허맵 작성 및 분석은 기술개발 초기단계에 수행하는 것이 그 효과를 극대화시킬 수 있다. 특히, 본 과제의 궤간가변 장치 기술 개발에서 얻을 수 있는 주요한 이득은 특허맵을 통하여 관련 연구자들의 과거 연구 동향과 앞으로 어떠한 목적의 연구를 하고 있는가를 예상할 수 있다는 데 있다. 그리고 최근의 주요 기술 개발 동향과 타사의 연구개발 조직의 운영 상황을 파악하는데 중요한 단서들을 제공하므로 특허맵 적성 및 분석은 매우 필요하다.

즉, 본 과제에서는 특허맵을 해외 국가 또는 기업들의 궤간가변 기술개발 전략 및 중점 분야 등을 파악하고 해당 기술 시장의 성향을 파악하는데 이용할 것이며, 우리의 궤간가변 장치 기술개발 방향을 결정하는데 자료로 사용되었다. 이후 작성한 특허맵들 중 주요 내용에 대하여 각각 설명한다.

(2) 출원국가별 점유율 분석

궤간가변 장치 기술 관련한 특허의 출원국가별 점유율을 분석하였다. 특허 출원 당시의 출원 국가별로 분류되어 있으며 괄호 안에는 특허 서지사항에 기록되는 국가 기호를 함께 나타낸 것이다. 출원국가별 점유율에서는 해당 기술에 대하여 타국 시장 진입의 원활성 여부를 판단할 수 있다. 분석 결과에 의하면 일본, EU, 독일, 미국, 프랑스, 러시아 (소련 포함)에 출원된 건수가 많음을 알 수 있다. 결국 궤간가변 장치 특허가 출원된 건수가 많은 일본 등의 국가들에서는 관련 기술의 새로운 진입이 비교적 수월하지 않을 것이라는 것을 대략적으로 유추해 볼 수 있다.

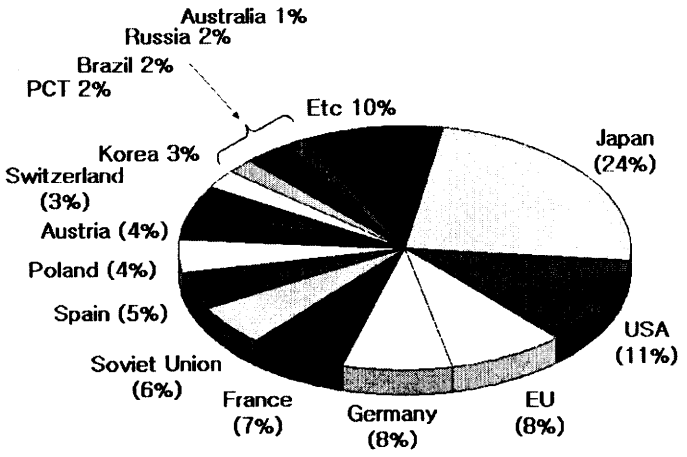


Fig. 3.28. 궤간가변 장치 특허의 출원국가별 점유율 분석.

(3) 우선권국가별 점유율 분석

궤간가변 장치 기술 특허의 우선권국가별 점유율을 분석하였다. 파리조약상의 우선권제도는 동맹국 상호간에 실질적인 최선출원을 보호해 주자는 취지로서 제1국에 출원한 후 일정기간 내에 제2국에 출원하면 특허권 설정에 필요한 일정요건에 대해서는 제1국에 출원한 것으로 보아서 적용시킨다는 제도를 말한다. 어느 일동맹국에서 적법하게 특허출원을 하거나 실용신안, 의장 또는 상표의 등록출원을 한 사람 또는 그 승계인은 타동맹국에서 출원의 목적상 정하는 기간 중 우선권을 향유할 수 있게 된다. 따라서 우선권국가별 점유율을 분석하면 실질적으로 어느 나라에서 더 많은 특허를 보유하고 있는지를 알 수 있으며 각국의 관련 기술이 발전된 정도를 가늠해 볼 수 있다. 분석 결과에 의하면 스페인, 독일, 스위스, 일본, 러시아 (소련)의 순서로 우선권 건수를 보유하고 있으며 그러한 국가들의 기술 발달 정도가 높다는 것을 알 수 있다.

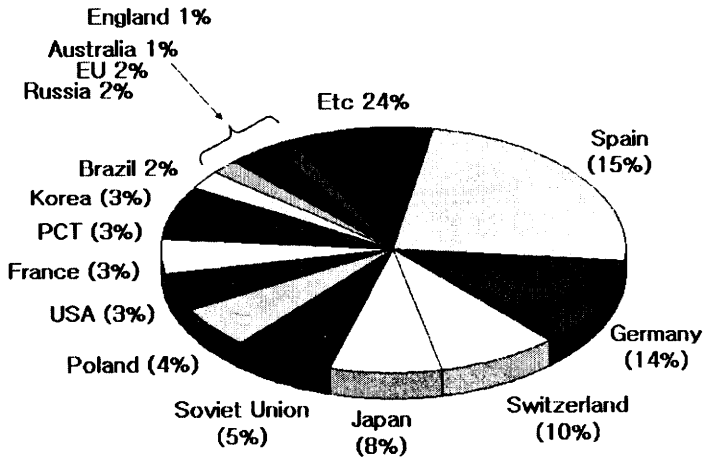


Fig. 3.29. 궤간가변 장치 특허의 우선권국가별 점유율 분석.

(4) 출원국가별 추이 분석

출원국가별 추이를 분석하였다. 일본의 경우 1990년대 들어서 출원된 특허 건수가 급격히 늘어난 것을 알 수 있다. 다만 2001-2003년 구간은 다른 구간이 5년간의 통계인데 비하여 3년간의 통계이기 때문에 마치 작아진 것으로 보일 뿐으로 실제로는 아직까지 많은 출원 건수를 보인다고 할 수 있다. 최근 들어서 대체적으로 증가 추세를 보이고 있는 것은 유럽연합, 미국이다. 프랑스의 경우는 초창기에 비하여 출원 건수가 줄어들고 있음을 볼 수 있다. 출원국가별 추이 분석을 통하여 시간에 따른 궤간가변 기술의 시장 수요의 추이를 유추할 수 있다.

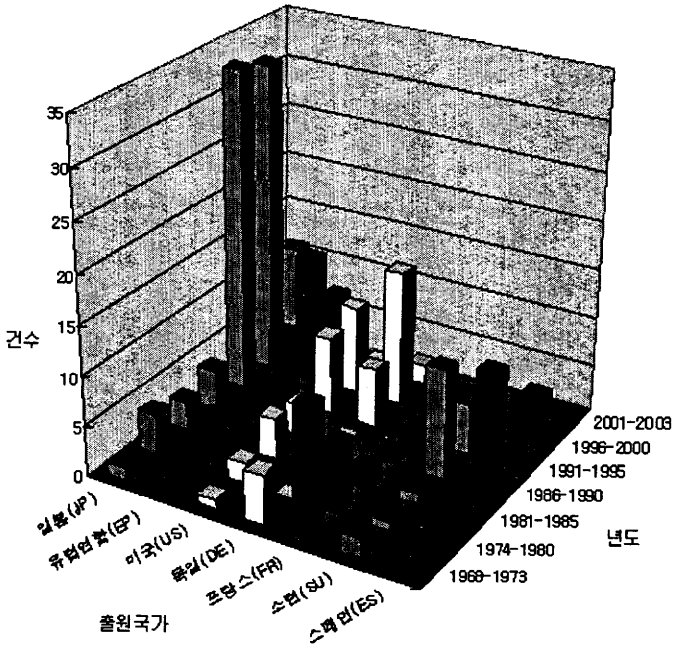


Fig. 3.30. 출원국가별 추이 분석 (출원국가, 출원년도별).

(5) 우선권국가별 추이 분석

우선권국가별 추이를 분석한 결과를 그림 3-52에 보였다. 그림에서 스위스와 프랑스를 제외하고 대략적으로 1980년대 중반이후부터 각 국가별 우선권 건수가 두드러지게 증가함을 볼 수 있다. 이것은 궤간가변 장치가 필요성에 관련된 부분으로 그 원인을 유추해 볼 수 있다. 즉, 냉전시대에는 국가간 교역이 활발하지 않고 긴장이 조성되기 때문에 역시 국가간 운행하는 열차의 수요도 그만큼 적다고 할 수 있다. 그러나 냉전시대가 끝나갈 무렵부터 국가간 교역이나 왕래가 활발하게 되고 따라서 국가간 궤간 차이의 문제점이 대두되고 궤간 가변 장치와 같은 해결책에 대한 수요가 증가하게 되었을 것이다. 반면 스위스는 1960년대 후반에 많은 출원 건수가 있었으나 이후 급격히 감소하였음을 알 수 있다. 이것은 스페인 RENFE

의 궤간가변 장치에 대한 공모전에서 스위스 Vevey사가 1등을 수상한 것과 무관하지 않을 것으로 여겨진다. 당시 1등을 수상하게 되면서 프랑스 국철의 후원을 받아 해당 장치에 대한 시험 평가와 개선이 이루어지게 되었고, 그에 따라 많은 특허 출원이 있었을 것으로 보인다. 그러나 이후 국가 정책 또는 기업의 사정 등으로 인하여 해당 장치의 상용화 노력이 저조해짐에 따라 특허 출원 건수도 감소하였을 것이다. 한편, 앞의 출원국가별 추이에서와 같이 우선권국가별 추이를 보면 최근 들어서도 궤간가변 장치 기술에 대한 연구가 세계적으로 활발함을 알 수 있다.

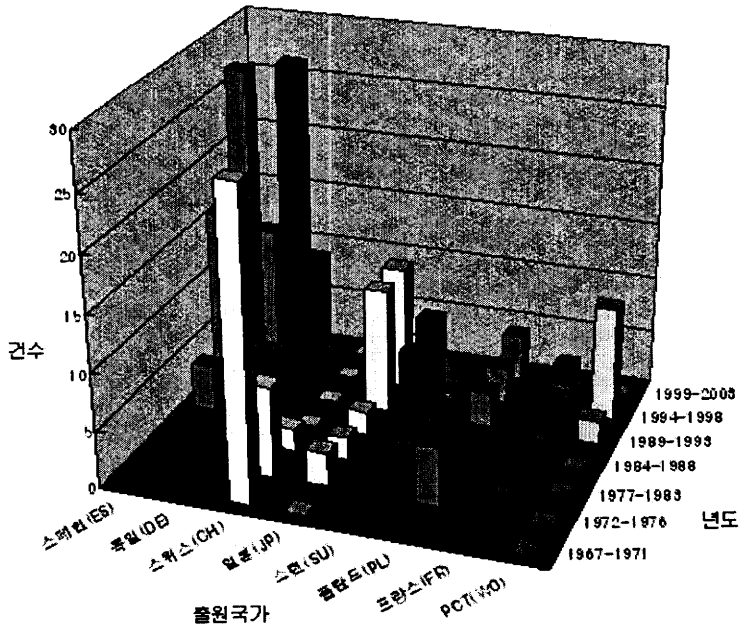


Fig. 3.31. 우선권국가별 추이 분석 (출원국가, 출원년도별).

(6) 기술발전도 분석

기술발전도 분석을 하였다. 그림에서 년도별 출원 건수를 나타내었으며, 원안의 수치는 출원인수를 나타내고 원의 크기는 그에 비례한다. 앞의 결과에서 보여진 바와 같이 냉전시대가 끝나는 1980년대 중반이후부터 출원건수가 크게 증가하고 있음을 알 수 있다.

한편, 출원건수신장율은 세로축에는 출원건수신장율을, 가로축에는 출원건수를 나타낸 것이다. 역시 원의 크기는 출원인수를 의미한다.

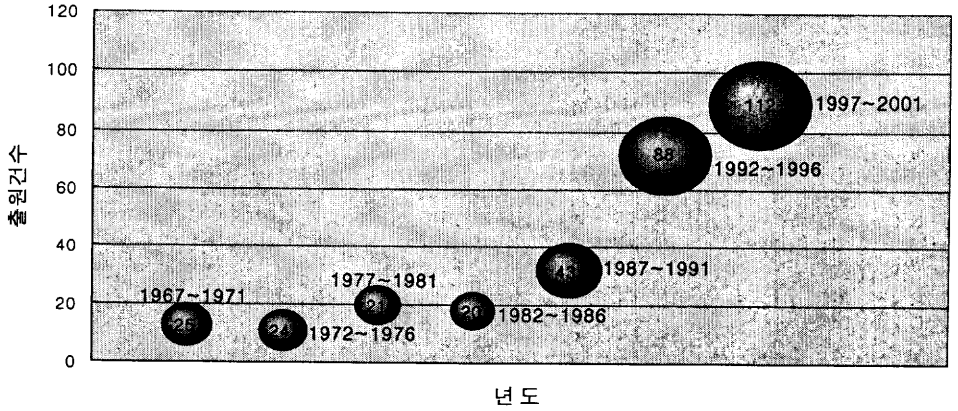


Fig. 3.32. 기술발전도 분석 (년도별 출원건수, 출원인수).

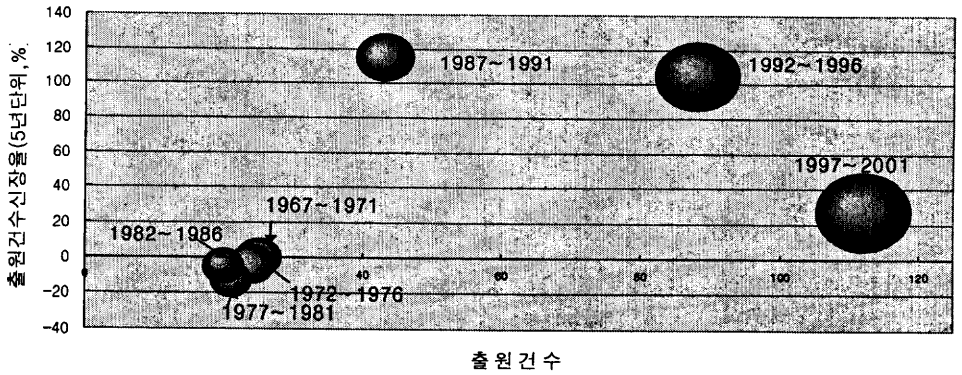


Fig. 3.33. 기술발전도 분석 (출원건수신장율).

출원건수신장율은 다음의 식으로 정의된다.

신장율 = (현재연도 출원건수 - 전년도 출원건수)/(전년도 출원건수)

출원건수신장율을 분석하면 기술 수명에 대한 예측을 할 수 있다. 즉, 출원건수신장율에 대한 도표는 그 기술 수명에 따라 아래 그림과 유사한 형태를 가지게 된다. 즉, 해당 기술의 도입기, 성장기, 발전기, 성숙기, 쇠퇴기, 회복기의 기술 수명 주기를 추측할 수 있다.

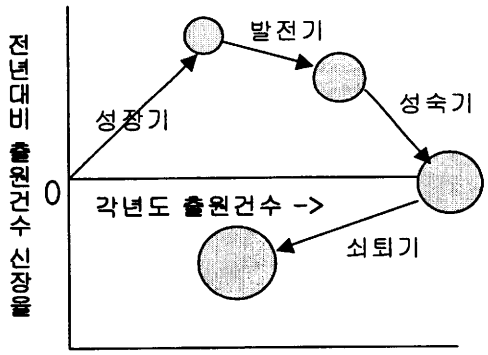


Fig. 3.34. 출원건수신장율 도표에서 나타나는 기술 수명 주기.

궤간가변 장치 기술 특허의 출원건수신장율 도표를 살펴보면 1967-1986년의 기간은 궤간가변 장치 기술의 도입기라고 할 수 있다. 1980년대 중반부터 연구팀이 구성되고 기술개발이 활발히 이루어지는 성장기로 보인다. 그후 최근까지 높은 신장율을 꾸준히 유지해오고 있음을 볼 수 있다. 또한 가장 최근의 데이터를 보면 출원건수신장율이 양의 값을 유지하면서 음의 기울기로 오른쪽으로 전진하고 있으므로 궤간가변 장치 기술은 현재 발전기에서 성장기로 이행하는 단계라고 할 수 있다.

(7) 우선권국가 진입분석

우선권국가 진입분석표는 각 국가별로 궤간가변 장치 기술 특허의 우선권이 처음으로 출원된 년도를 도표로 나타낸 것이다. 오스트리아, 스위스, 독일, 영국이 1960년대 후반에 이미 궤간가변 장치 특허를 출원하여 연구를 시작하였음을 알 수 있다. 또한 호주, 이탈리아, 일본, 폴란드, 소련 등이 이어서 진입하였는데 대체적으로 이종 이상의 궤간을 가지거나 접한 국가들 및 유럽지역에서 궤간가변 장치의 연구를 일찍 시작하였음을 알 수 있다. 또한 1990년대 들어서 최근까지 다수의 국가들에서 신규로 특허 진입이 이루어지고 있음을 알 수 있다. 다만 도표에서 러시아의 경우는 구소련이 해체된 후 국가 명칭이 바뀌게 되어 최근에 진입한 것으로 표시되었으나 의미는 없으며 소련의 진입과 동일하다고 보면 된다.

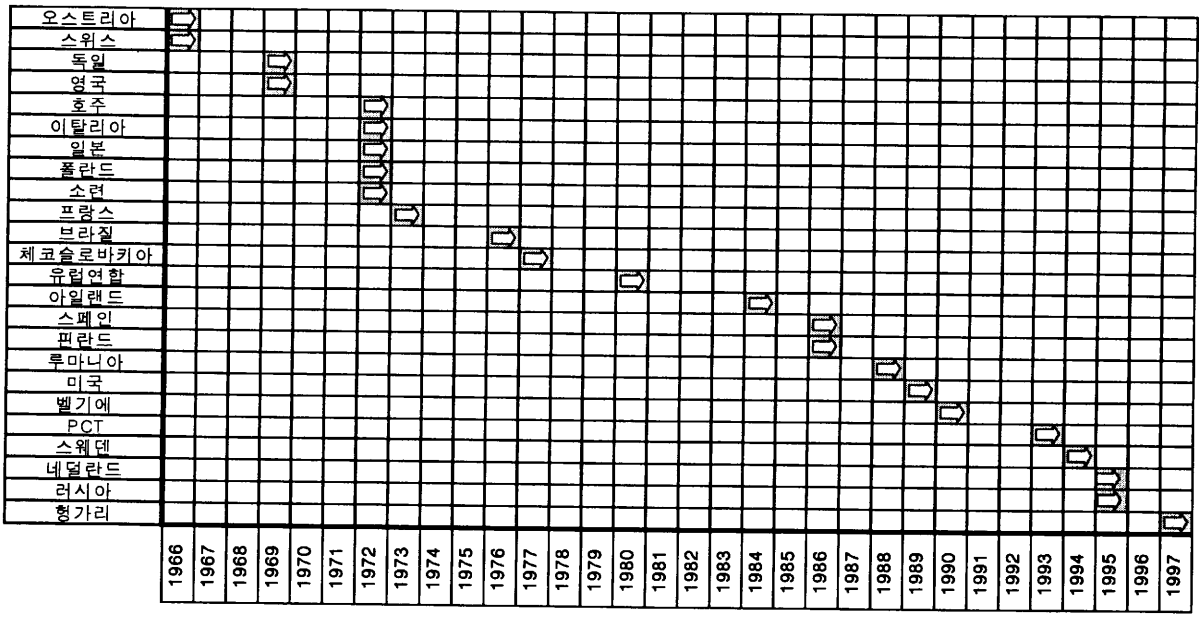


Fig. 3.35. 우선권국가 진입분석.

(8) 출원기업 점유율 분석

특허 출원 건수에 대한 상위 출원회사의 특허 출원 점유율을 분석하였다. 출원기업 점유율 분석을 통하여 기술 개발 정도가 높은 기업들을 파악할 수 있으며, 관련 기술의 독점적 상황 정도를 살펴서 신규 진입 유용성 여부를 판단해 볼 수 있다. 결과에서 Talgo, RIRI, Fuji 중공업, Vevey 등의 순으로 상위 출원기업들이 분포하고 있음을 알 수 있다. 특히 스페인과 일본의 연구가 두드러진다. 스페인의 상위 기업 Talgo와 Invastesa의 경우에 모두 10 %를 점유하고 있으며, 일본의 상위 기업 또는 기관인 RTRI, Fuji, Kawasaki, Sumtomo가 18 %를 점유하고 있다. 한편, 상위 8개사가 궤간가변 장치 특허의 35 % 를 점유하고 있어서 아직 과반수 미만의 점유율을 보이고 있으며 아직은 출원건수 4건 이하의 소수 기업에 의해 주도되고 있음을 알 수 있다. 따라서 신규 진입의 성공율은 비교적 높다고 대략 유추할 수 있다.

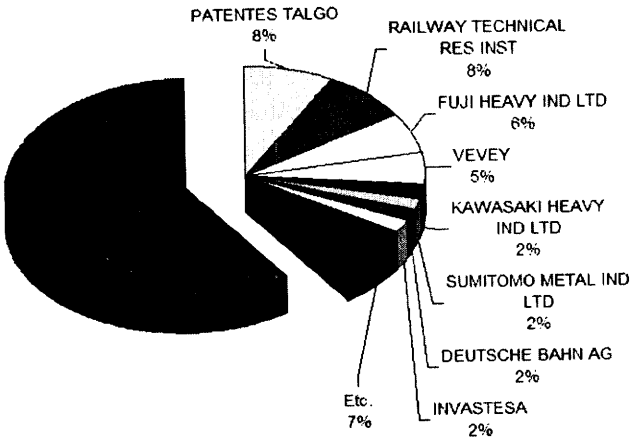


Fig. 3.36. 출원기업 점유율 분석.

(9) 기술분류 분석

궤간가변 장치 관련한 기술분류 분석을 수행하였다. 조사된 특허들에 대하여 각각 관련된 해당 기술로 분류한 후 통계 처리를 하여 기술별 점유율을 도표로 그린 것이다. 궤간 잠금 장치 및 변환 방식에 관한 특허가 77 %를 차지하며 대차구성에 관련한 특허가 8 %, 궤간 변환 지상설비에 관한 특허가 6 % 등으로 나타난다. 또한 비교적 발전된 부류인 내구성 향상 및 동적 안정성 관련한 특허와 조향장치 관련한 특허가 각각 4 %와 3 %를 차지하고 있음을 알 수 있다. 특히, 궤간 잠금 장치 및 변환 방식에 관한 기술이 핵심 기술로서 가장 많은 연구 역량이 투입되고 있음을 알 수 있다.

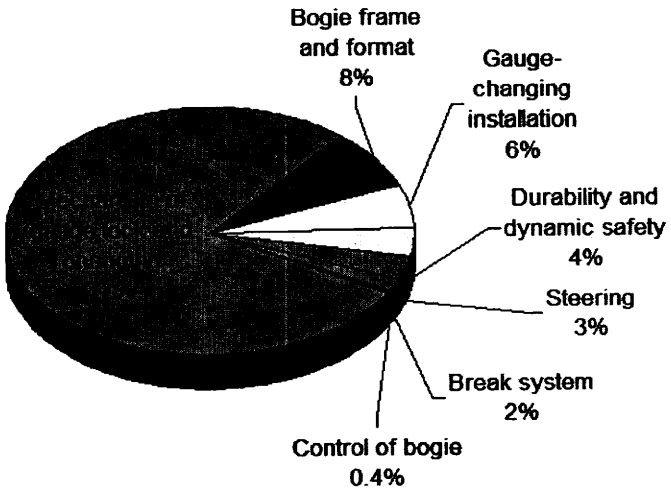


Fig. 3.37. 기술분류 분석 (궤간가변 장치 특허의 기술별 점유율).

아래 그림에서 기술별, 연도별 매트릭스로서 가로축은 시간의 순서로, 세로축은 기술분류를, 데이터는 관련된 각 특허의 등록번호를 의미한다. 지면상 모든 데이터가 표시되어진 것은 아니다. 2002-2003년은 다른 기간 범위에 비하여 작으므로 고려하지 않는다면, 잠금 장치 및 변환 방식의 특허가 꾸준히 증가하다가 1990년대 들어서 급격히 증가하였음을 알 수 있다.

기술분류	1977~1981	1982~1986	1987~1991	1992~1996	1997~2001	2002~2003
궤간잠금 및 변환방식	FR1977-0021027 EP1980-0401802 FR1980-0017705	FR1982-0019771 US1983-0477364 JP1984-0098505	JP1987-0248045 ES1989-0000149 ES1989-0001544 ES1990-0000018 ES1990-0000020 ES1990-0000028 ES1990-0000034 JP1990-0046527 JP1991-0195448	EP1992-0202310 JP1992-0084898 JP1992-0196865 JP1992-0269535 JP1992-0308152 EP1993-0116504 EP1993-0117487 EP1993-0500060 HU1993-0002758 JP1993-0003474 JP1993-0006089 JP1993-0085288 JP1993-0110041 JP1993-0156960 PL1993-0300550 US1993-0139175 US1993-0144444 WO1993-BG00011 DE1994-4405861 JP1994-0189434 JP1994-0313185 US1994-0200070 WO1994-BG00014 DE1995-1013353 DE1995-1033959 JP1995-0060972 JP1995-0087680 JP1995-0091386 JP1995-0129620 JP1995-0139509 JP1995-0139510 JP1995-0207529 JP1995-0227116 US1995-0421267 WO1995-SE00992 DE1996-1019439 DE1996-1025031 EP1996-0304135 WO1996-EP02024	DE1997-1003288 EP1997-0500008 EP1997-0500048 HU1997-0000544 JP1997-0041463 JP1997-0041464 JP1997-0041465 JP1997-0058909 JP1997-0088007 JP1997-0093834 JP1997-0102289 JP1997-0117126 JP1997-0147656 JP1997-0170616 JP1997-0253294 JP1997-0253690 JP1997-0258813 JP1997-0258815 JP1997-0258943 PL1997-0318792 RU1997-0108183 SI1997-030500T US1997-0812067 US1997-0824571 EP1998-0102053 EP1998-0107325 EP1998-0107489 EP1998-0250136 JP1998-0149248 US1998-0125553 DE1999-1047102 GB1999-0024130 GR1999-400904T JP1999-0189949 JP1999-0229278 JP1999-0343866 JP1999-0343869 JP1999-0343889 EP2000-0500144 EP2000-0500253 US2000-0717924 WO2000-BG00002 EP2001-0107692 EP2001-0500017 JP2001-0007857 JP2001-0096209 JP2001-0101015 JP2001-0103351 JP2001-0257177 JP2001-0264822 JP2001-0295487 JP2001-0338220 JP2001-0347531	EP2002-0380258 EP2003-0001888
내구성향상및동적안정성		JP1984-0074361		JP1992-0059552 JP1995-0046640 JP1995-0111224 JP1996-0153873	JP1997-0020404 RU1998-0104518 US1998-0051841 JP1999-0343867 EP2001-0500211	
지상제일변환장치			JP1987-0335777 ES1989-0000283 ES1990-0000027 JP1991-0174759 JP1991-0174790	[illegible]	[illegible]	
조향장치	US1981-0306156		US1987-0028237 EP1988-0114563	US1993-0064059 EP1994-0500165 US1995-0500862	EP1997-0945884	

Fig. 3.38. 궤간가변 시스템 관련 특허의 기술별, 연도별 매트릭스.

(10) 출원기업 기술별 분석

출원기업 기술별 분석은 상위 출원 기업 또는 기관에서 출원된 궤간가변 장치 기술 특허를 각 기술별로 분류, 분석한 것으로 도식화하였다. Mannesmann AG사를 제외하고 대부분 기업들이 궤간 잠금 및 변환방식과 관련된 특허 건수가 많음을 알 수 있다. 일본 RTRI와 Fuji사는 내구성 및 동적안정성 향상 관련된 연구도 비중을 두고 있음을 알 수 있다. 이것은 일본이 최근 개발한 궤간가변 장치에 대하여 내구성 및 안정성 시험을 수행하고 있음과 관련이 있을 것이다. 특기할만한 것은 독일 Deutsche Bahn AG사가 궤간 변경에 따른 답면제동 장치의 변환을 하는 특허 기술을 보유하고 있는 것이다.

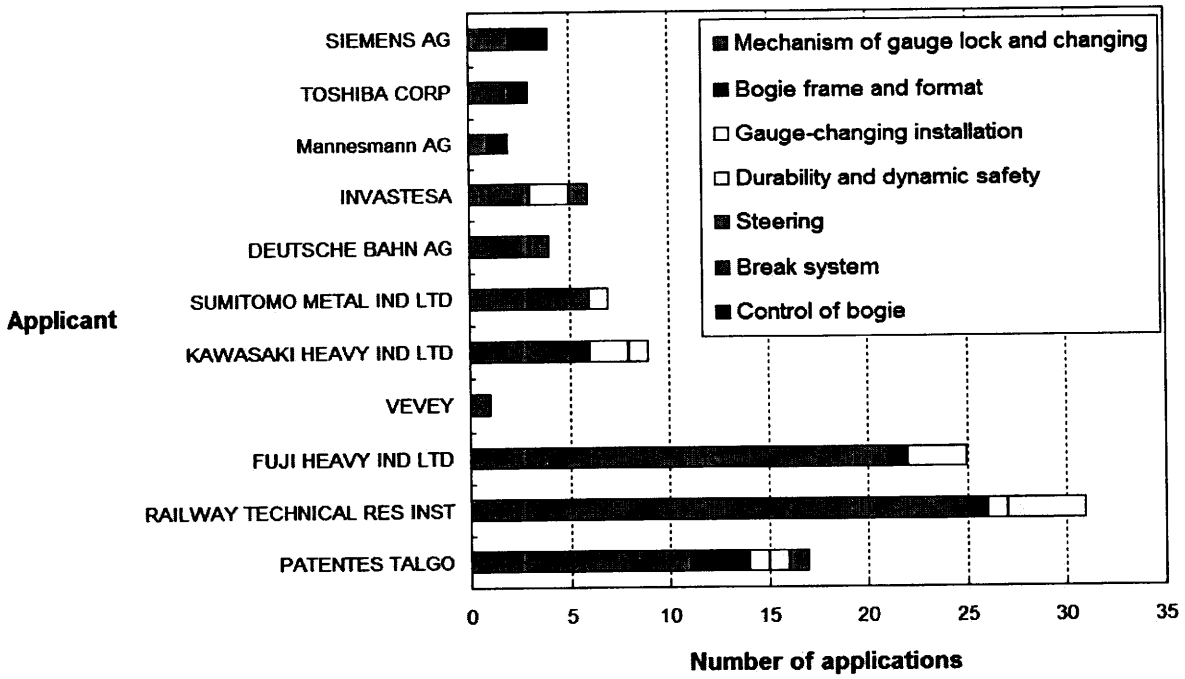


Fig. 3.39. 출원기업 기술별 분석.

(11) 출원기업 진입 분석

신규진입 분석 도표를 보면 스위스 Vevey사가 1967년 처음 진입하였으며 이후 일본의 RTRI 및 기업들과 스페인의 기업들이 1990년대 들어 진입하였음을 알 수 있다.

진입기간 분석 결과에서 스위스 Vevey사는 가장 일찍 진입하였으나 1980년까지 특허 출원 건수가 보이나 그 이후 출원 건수가 없음을 볼 수 있다. 즉, 1980년대 이후에 Vevey사에서 궤간가변 장치 기술 연구가 저조했음을 유추할 수 있다. 그외의

기업들은 1980년대 후반 무렵부터 최근까지 꾸준히 출원 건수가 있으며, 즉 연구가 최근까지 진행되고 있음을 알 수 있다.

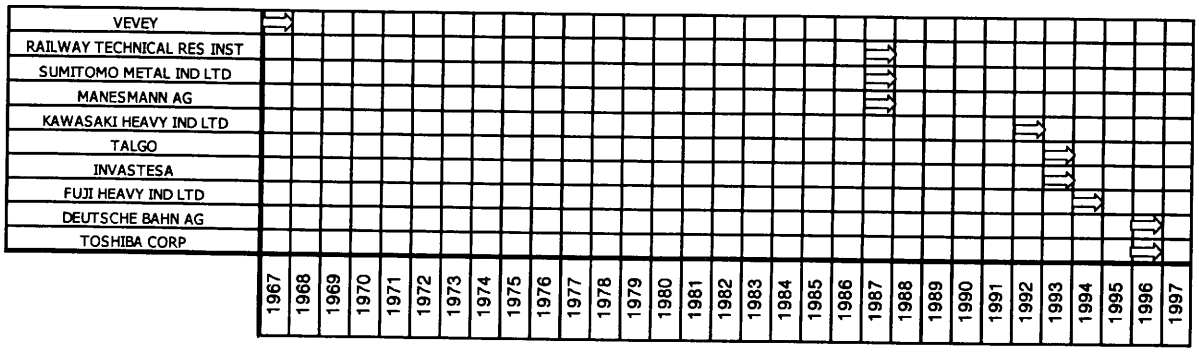


Fig. 3.40. 출원기업 진입 분석 (신규진입).

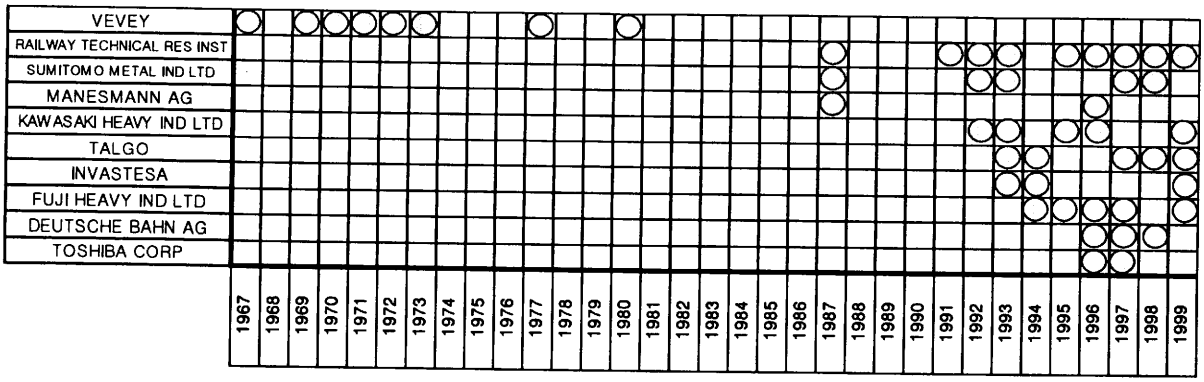


Fig. 3.41. 출원기업 진입 분석 (진입기간).

(12) 특허 파생관계 분석

특허들의 인용관계를 정리하여 기본 특허로부터 기술이 발전됨에 따라 새롭게 파생되어 나가는 흐름을 도식화한 것이다.

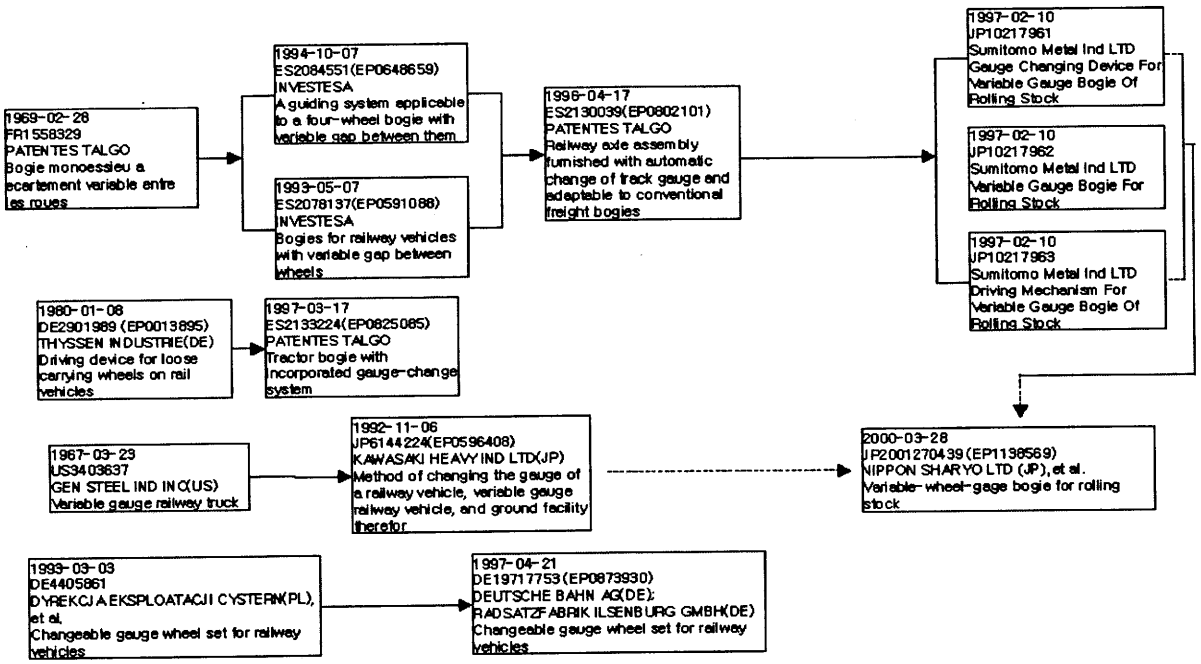


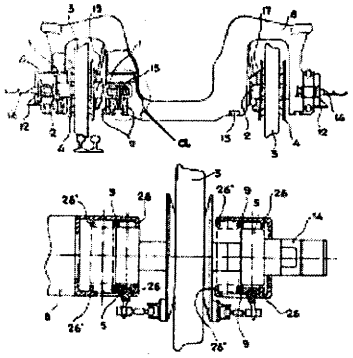
Fig. 3.42. 파생관계 분석 (주요기술의 발전 방향).

위 그림에서 첫번째 줄의 처음에 표시된 특허 FR1558329에서 스페인의 Talgo사 방식의 궤간 잠금 장치 모습이 처음 나타난다. 그 주요 모습을 Fig. 3.43에서 볼 수 있다. 현재와 유사한 잠금장치 걸쇠 (locking catch)를 볼 수 있다. 그러한 특허에서 잠금 장치가 1993-1994년 특허를 거치면서 개선되다가 ES2130039와 같은 특허로 개선된다. 해당 특허는 잠금장치 걸쇠와 unlocking guide를 개선하여 결빙현상으로 인한 오작동을 최소화한 디자인이다. 이후 이러한 시스템이 동력대차용으로 개선되어 1997년 JP10217961에서와 같이 발전하였다. 해당 잠금장치가 더욱 개선된 것이 2000년의 JP2001270439이다.

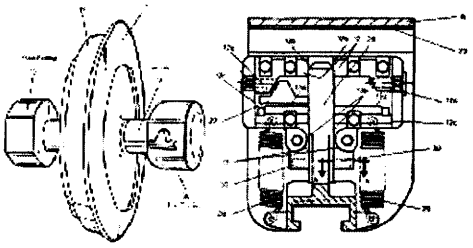
한편, 위 그림 두번째 줄 첫번째 특허 US3403637는 관절기구를 이용하여 유연하게 동력을 전달하기 위한 동력대차 특허이고, 이를 인용하여 Talgo사의 궤간가변 동력대차의 동력전달 기구에 대한 특허 ES2133224가 파생된다.

세번째 줄은 궤간가변 시 롤러를 이용한 하중 지지 방식에 관한 특허 발전 흐름이다. 초기의 1967년도 특허인 US3403637에서 처름으로 롤러를 이용한 하중 지지 방식의 아이디어가 도출되었고, 1992년 일본 Kawasaki사에서 이를 개선한 특허 JP6144224를 출원하였다. 이때까지의 특허에서 롤러는 대차 구조에 장착되어 있으나 무게를 줄이기 위해 롤러가 작아야 하지만 차량 하중을 지지하기 위해서는 롤러의 지름이 커야하는 문제점이 있다. 이를 개선한 것이 롤러를 지상설비에 설치한 것으로 2000년의 일본 특허 JP2001270439이다.

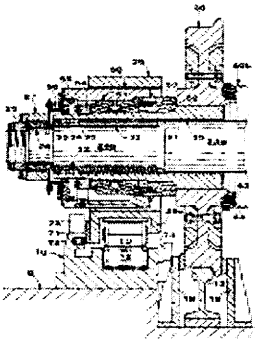
FR1558329 (1969)



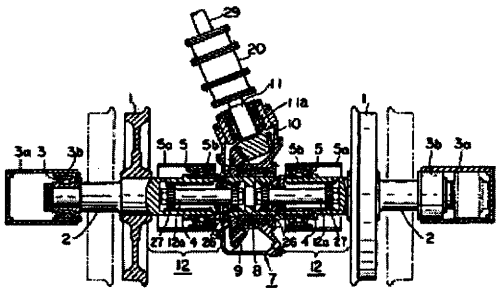
ES2130039 (1996)



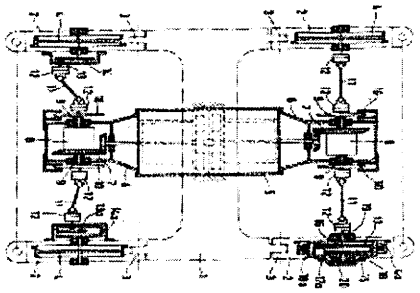
JP2001270439



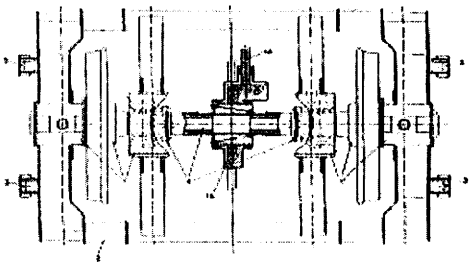
JP10217961 (1997)



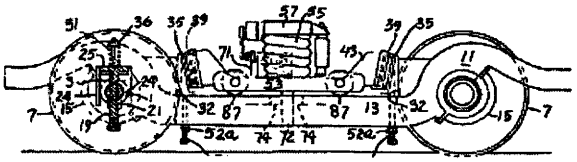
DE2901989



ES2133224



US3403637



JP6144224

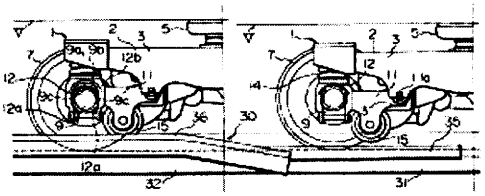


Fig. 3.43. 파생관계 분석에서 나타나는 각 특허의 주요그림.

2.1.3. 주요 특허 분석

(1) CH479431 (스위스 Vevey사, 1969)

스위스의 Vevey 가변 대차 시스템에 관련한 특허이다. 변환이 일어나는 부분의 궤도 중앙에 쇄정장치를 해제하기 위한 unlocking guide가 존재한다 (20번 부품). 대차가 진행하면서 롤러 (19번 부품)가 unlocking guide를 타고 올라가면서 16번 부품은 스프링 (18번 부품)의 탄성력을 이기며 해정된다. 잠금장치가 풀리게 되면 진행하면서 22번 부품이 휠 (1번 부품)을 축방향으로 밀게 되고 궤간이 바뀐다. 이후 unlocking guide를 타고 내려오면 다시 스프링 (18번 부품)의 탄성력에 의해 잠금장치가 잠김 상태로 원위치 된다.

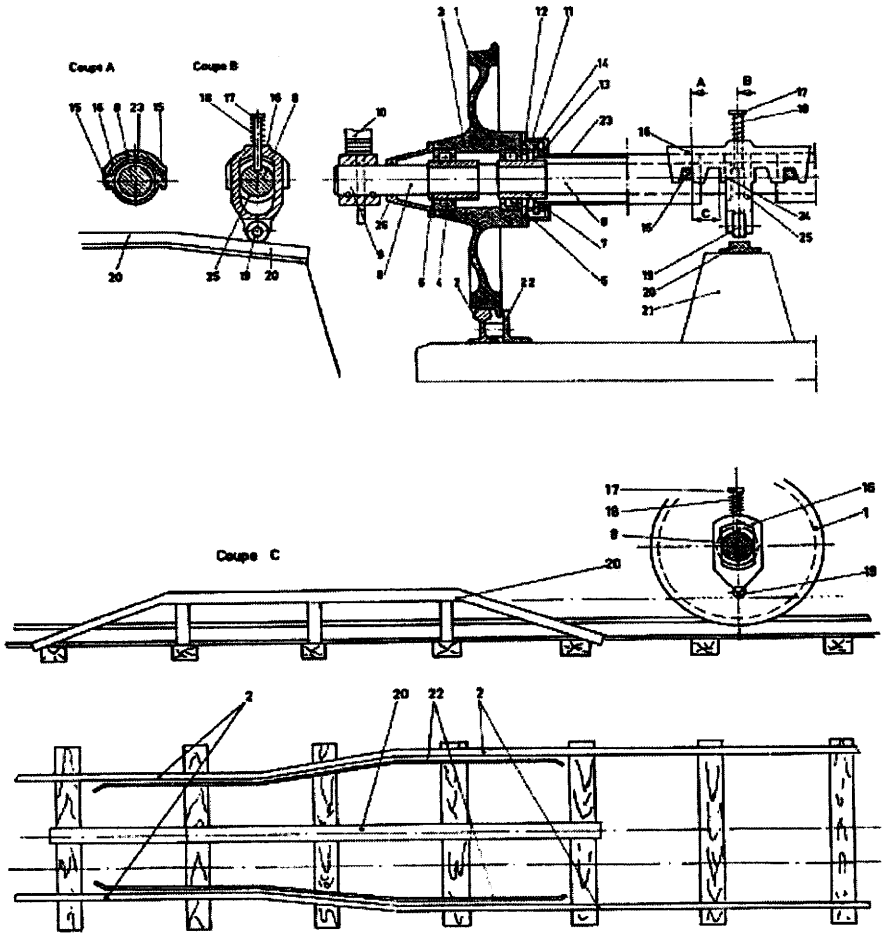


Fig. 3.44. 특허 CH479431 (스위스 Vevey사, 1969)의 주요 그림

(2) PL181969 (1997)

특허 PL181969는 폴란드 궤간가변 장치 SUW2000과 관련한 특허이다. 상세한 설명은 앞 장에서 다루었다.

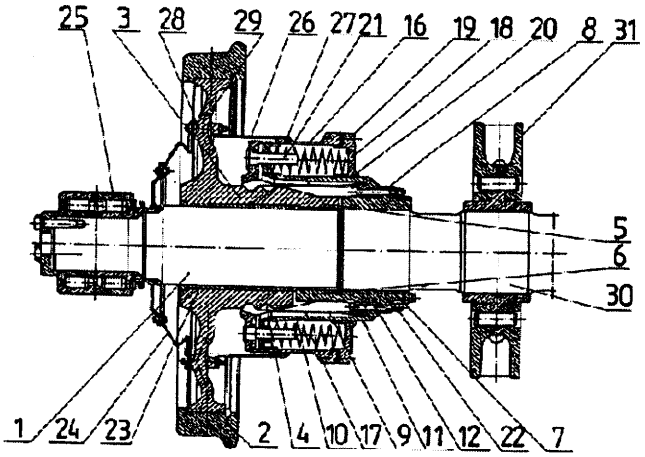


Fig. 3.45. 특허 PL181969 (폴란드, 1997)의 주요 그림.

(3) EP0873930 (1998)

독일 Rafil사의 윤축 잠금장치에 관한 특허이다. 3개의 잠금 레버와 3개의 압축 스프링으로 잠금 장치가 구성되어 비교적 간단한 형태이다.

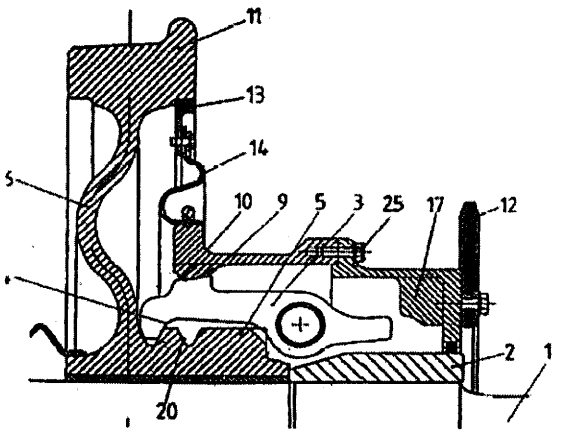


Fig. 3.46. 특허 EP0873930 (독일, 1998)의 주요 그림.

(4) EP1065125 (1999)

특허 EP1065125는 보조롤러 및 하중지지 레일에 의해 차륜에 작용하는 하중을 제거하는 방식이며, 하중 제거 시에 차륜이 홈에 걸려있던 핀을 동시에 제거하는 방식이다.

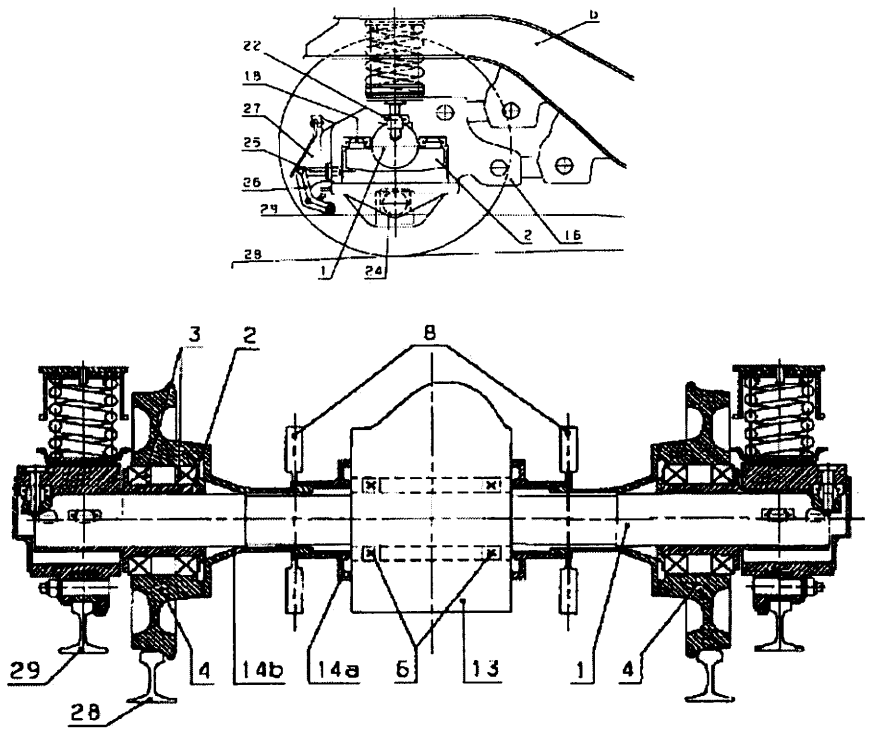
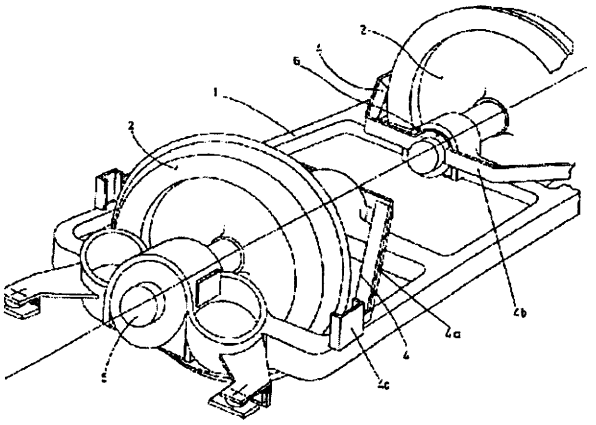


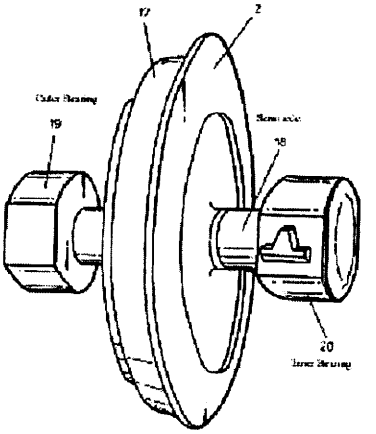
Fig. 3.47. 특허 EP1065125 (1999)의 주요 그림.

(5) EP0802101 (1996)

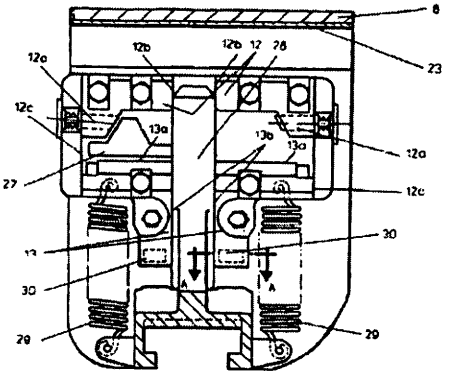
스페인 Talgo사의 화차용 궤간가변 시스템에 대한 특허 그림이다. 차륜에 작용하는 하중을 제거 후 궤간가변을 행한다. 또한 독립형 궤간가변 윤축이고 지상 궤간 변환 설비의 걸쇠 높이 조절 장치에 의한 잠금 방식이다. 상세한 내용은 앞 절에서 다루었다. 특히 잠금장치 2는 적설이나 결빙 시에 작동성을 향상하기 위하여 잠금장치 1을 개량한 것이다.



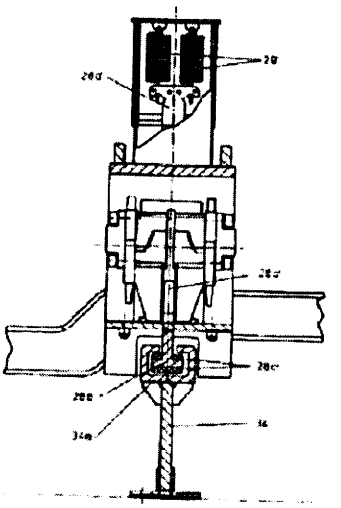
화차용 궤간가변 대차



차륜 및 베어링 박스



잠금장치 1



잠금장치 2

Fig. 3.48. 특허 EP0802101 (1996)의 주요 그림.

(6) EP0596408 (1993)

특허 EP0596408은 하중 지지를 위한 보조롤러 (또는 휠)을 이용한 것이다. 궤간 가변 지상 설비는 본 궤도보다 높은 하중지지 레일을 가지고 있으며, 이 위를 지날 때 하중 지지 보조롤러에 하중이 모두 실리게 되어 차륜에 작용하는 하중을 제거한다.

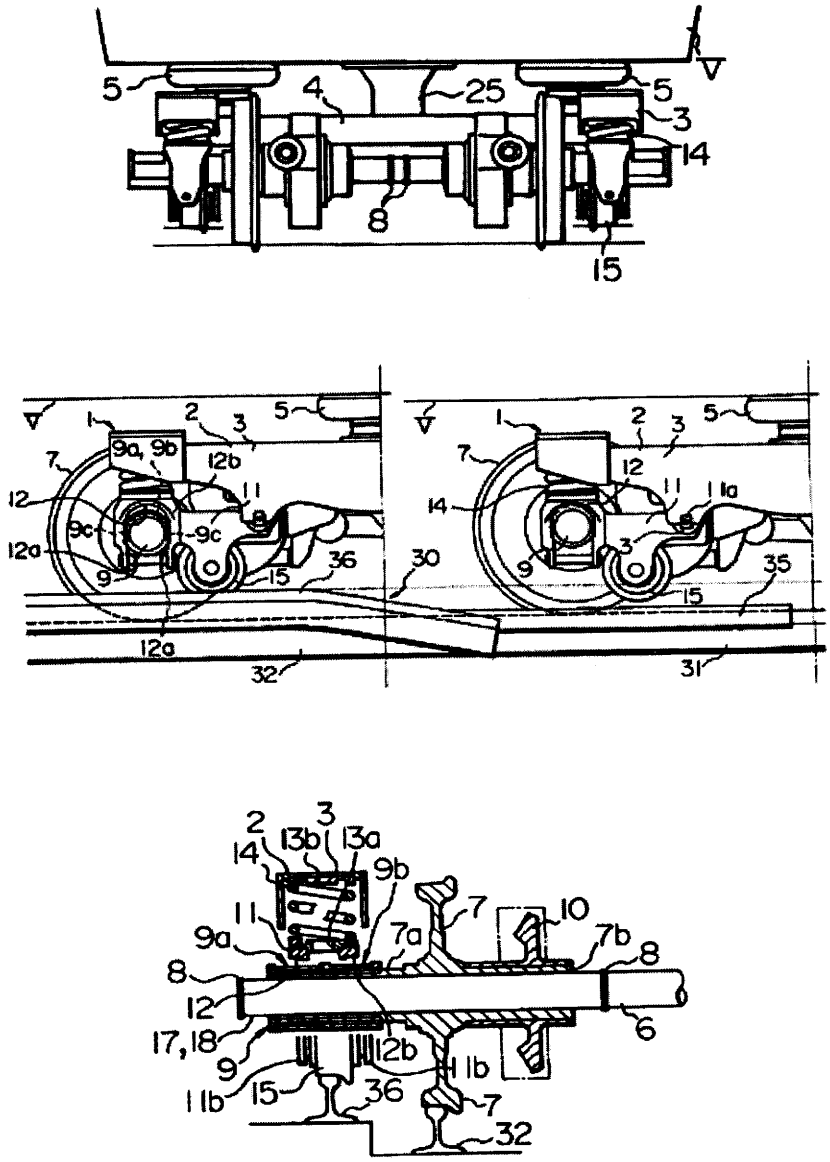
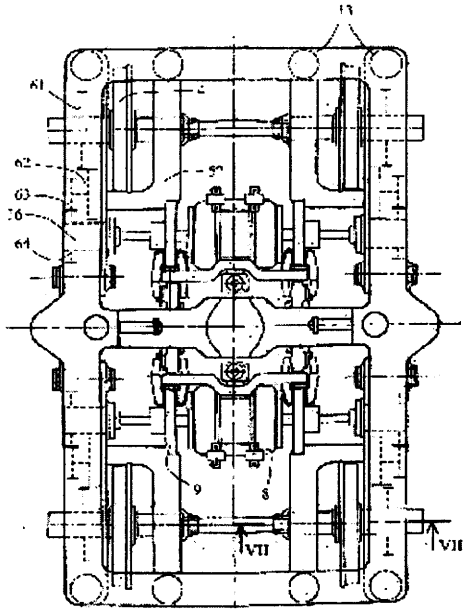


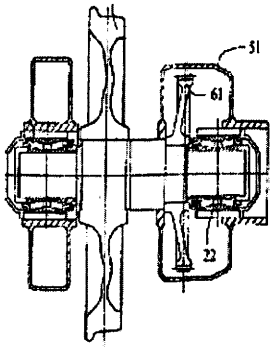
Fig. 3.49. 특허 EP0596408 (1993)의 주요 그림.

(7) EP1247714 (2001)

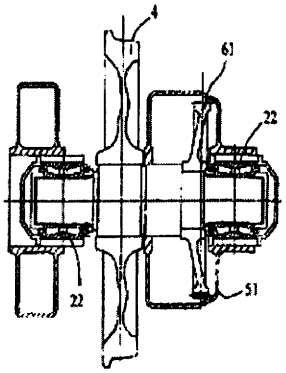
본 특허는 동력대차용 궤간가변 장치에 관한 것이다. 시속 300 km 이상의 고속철도 차량에 적합한 궤간가변 동력대차라고 한다. 부품 61-64번은 기어들로서 동력을 전달한다. 잠금장치는 스페인 Talgo사와 유사한 잠금장치를 가지고 있으며 현가시스템은 왕복 관절부 (oscillating articulated arm)로 되어 있다.



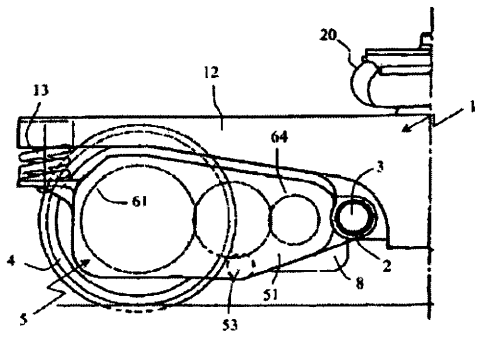
대차 assembly



표준궤 상태



광궤 상태



왕복 관절부

Fig. 3.50. 특허 EP1247714 (2001)의 주요 그림.

(8) EP0857636 (1998)

특허 EP0857636은 독립형 궤간가변 윤축 시스템으로서 견인차 없이 스스로 통과할 수 있도록 하는 동력차에 적용되는 장치 특허이다. 잠금장치는 스페인 Talgo사의 것과 유사하며 궤간 변경 중에 충격을 완화할 목적으로 고무 부품 130번과 140번이 추가되었다.

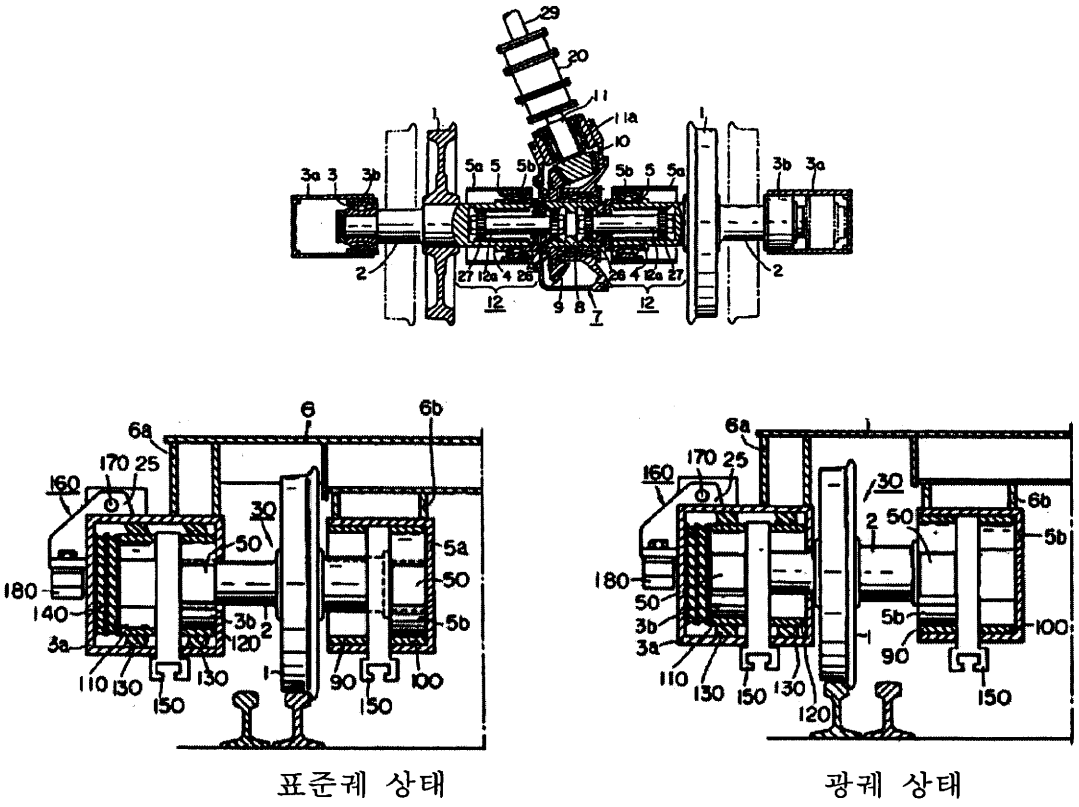


Fig. 3.51. 특허 EP0857636 (1998)의 주요 그림.

(9) EP1138569 (2001)

특허 EP1138569는 일본의 B-type 가변 대차 시스템과 관련한 특허이다. 잠금 장치는 다소 복잡한 형태를 가지고 있으며 해정 롤러 66과 쇄정 롤러 68이 각각 해정 및 쇄정 레일 73과 74를 지나면서 잠금장치가 열리고 잠긴다. 또한 궤간 변경 시에 하중을 지지하기 위한 롤러도 지상 설비에 있다.

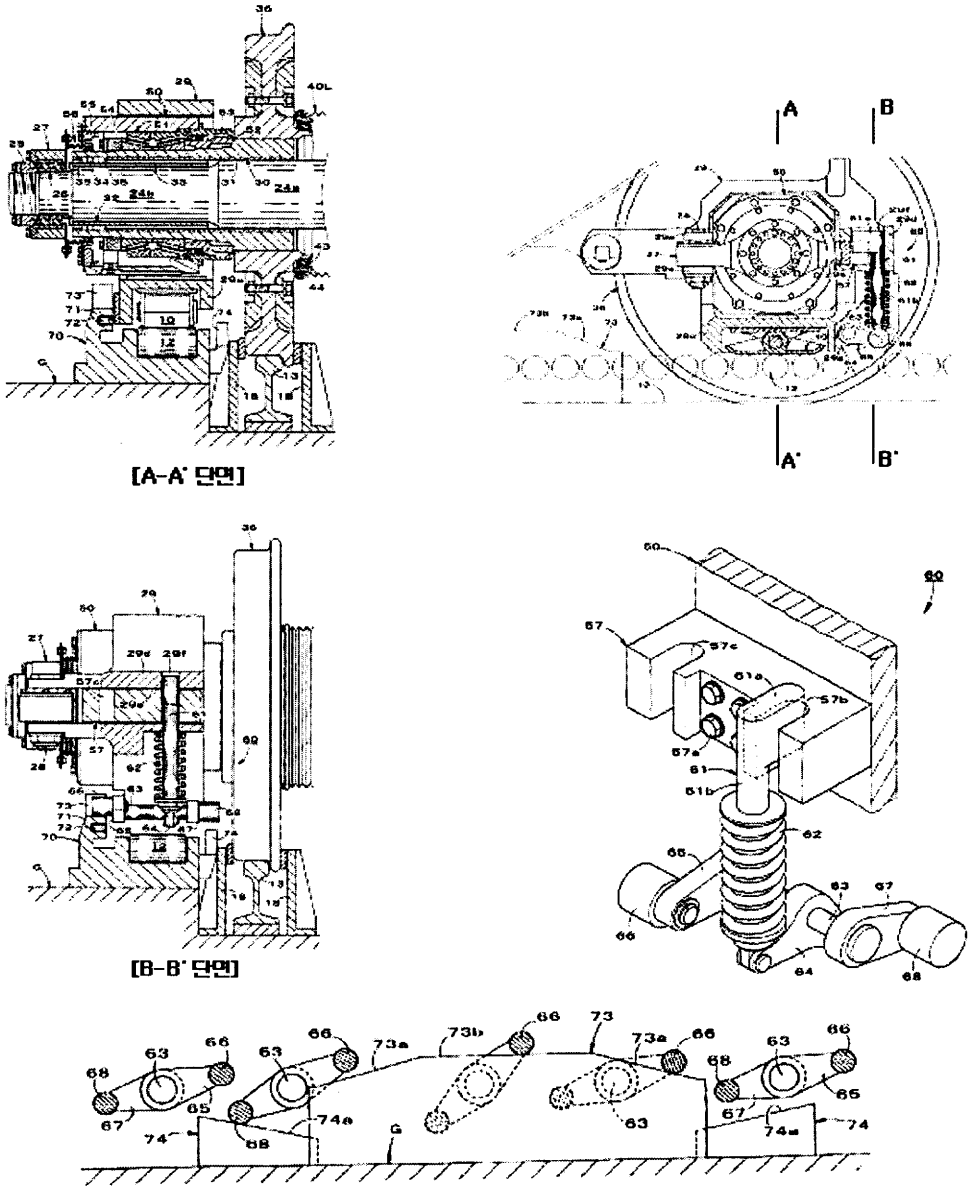


Fig. 3.52. 특허 EP1138569 (2001)의 주요 그림.

제 3 절 기존 궤간가변장치의 동특성/구조 메커니즘 분석

3.1 개요

우리 철도가 궤간가변장치의 개발이 전무한 상태이므로 독자적인 시스템을 개발하기 위해서는 관련 설계 기술을 확보하여야 한다. 본 절에서는 설계를 위한 도구를 개발하고 해외의 궤간가변장치의 메커니즘을 파악하여 경쟁력 있는 장치를 설계하고자 궤간가변장치의 동특성/구조 해석을 수행한다. 본 절에서 다루는 대상 장치는 앞에서 언급한 바와 같이 동북아 환경에 적합한 모듈형 장치 중에서 독일형 장치이다. 해석에 사용한 동특성 해석프로그램은 상대좌표계를 이용하여 타 프로그램보다 해석시간이 빠른 장점을 가지고 있는 RecurDyn을 이용하였다.

3.2 독일 궤간가변장치 강체 해석

독일 궤간가변 윤축에 대해서 모사하여 프로그램을 검증하고 궤간가변 메커니즘 원리를 구축한다. 시뮬레이션 모델은 윤축 부 시스템과 레일 부 시스템으로 이루어져 있으며, 윤축 부 시스템은 하나의 Axle Body에 2개의 Wheel part로 구성되고, 하나의 Wheet part는 대한 3개의 Lever part로 구성되어 있다. 또한 레일 부 시스템은 하나의 Grooved Rail과 2개의 Protecting Rail, 하나의 Unlocking Rail로 구성되어 있으며, 윤축 부 시스템과 레일 부 시스템 사이에는 Contact Element로 상호관계를 가진다. 이때 윤축 부 시스템에 있는 Lever part는 Wheel part에 대하여 1개의 Revolute Joint와 2개의 Fixed Joint로 Wheel part에 연결되며, Wheel part는 Axle Body에 대하여 1개의 Fixed Joint로 연결되어 진다. 또한 Lever part는 Wheel part와 Contact Element를 통하여 상호 작용하며, Wheel part는 Axle Body에 대하여 Contact Element와 Joint 구속을 통하여 상호작용 하도록 시스템을 구성하였다.

3.2.1 독일 궤간가변 윤축의 수치모델 및 접촉모델 생성

기존의 윤축은 Wheel과 Axle이 고정되어서 함께 돌아가는 방식을 취하였다면 본 궤간가변 윤축은 Wheel이 Axle에 대하여 축방향으로 이동이 가능하게 모델링 되어야 한다. 그러므로 Wheel과 Axle사이에 Translational Joint로 구속을 주어서 축에 대하여 축방향으로 이동이 가능하게 모델링 하였다.

궤간 가변이 이루어지는 구간에서는 차륜의 Flange부분에서 레일과의 Contact Force가 작용하게 된다. 그러므로 Flange부분의 형상이 Contact Force의 작용에 영향을 미치게 되는데 여기서는 Profile의 Spline을 이용하여 Flange형상을 그린 뒤 Spin을 이용하여 Body를 생성하였다.

윤축에서 Flange부분은, Stopper Ring에 의해서 Axle의 왼쪽 밖으로 빠지지

못하고 Coupling Star에 의해서 오른쪽으로 깊게 들어가지 못하게 되어있다. 이러한 사항들을 고려해 주기 위해서 Wheel의 Flange부분과 Axle, Coupling Star 사이에 Contact Element들을 생성시켜 주었다.

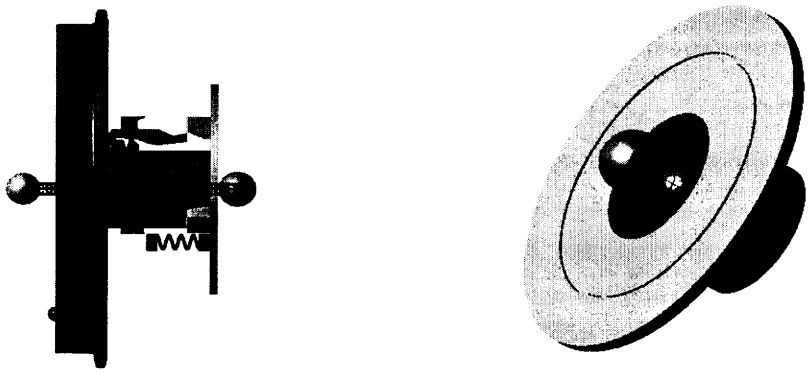


Fig. 3.53. 독일 궤간가변윤축 해석에 사용되어진 Contact Force.

이때 사용되어진 Contact Element는 전 페이지의 표와 위의 왼쪽 그림에서 보는바와 같이 총 3개로 이루어져 있으며 각각의 Contact Element는 Sphere to Sphere라는 Contact Type이 사용되어 졌다. 이것은 위의 오른쪽 그림에서 보는 바와 같이 2개의 Sphere를 이용하여 Sphere 상호간에 Contact가 발생할 때 Contact Force가 작용하는 것을 의미한다.

Lever는 궤간가변장치에서 가장 중요한 역할을 담당하고 있다. Mother Body인 Coupling Star에 Revolute Joint로 연결되어져 있는 Lever는, Release Disc가 움직여서 Lever를 누르면 지렛대의 원리로 Lever의 앞부분이 들리게 되어 고정되었던 Wheel이 축방향으로의 병진운동이 가능한 상태에 놓이게 된다. 축에 대하여 Wheel이 1자유도를 가지는 이러한 상태에서 가변 Rail에 의하여 표준궤에서 광궤로, 광궤에서 표준궤로의 가변이 일어나게 된다. 이러한 Wheel의 가변이 끝나게 되면 다시 Release Disc가 움직여 Lever의 움직임을 고정하게 되고, 이 Lever는 다시 움직이려는 Wheel을 고정시켜 가변된 상태를 안정적으로 유지하는 역할을 하게 된다. 여기서는 Lever의 형상을 임의의 Profile로 그린 뒤 Extrude를 시켜서 Body를 생성하였다.

Grooved Wheel part는 Wheel에 위치하여 Lever의 움직임에 따라 Wheel의 작동을 구속되게 하는 역할을 한다. 이때 Lever와 Grooved part사이에 Sphere to Surface라는 Contact Element Type을 사용하여 서로간의 구속력이 적용되도록 하였다. Grooved part에 있는 홈의 위치는 가변을 시켜주려는 궤간의 넓이에 따라서 적당히 조절하여 생성하여야 한다.

Release Disc의 Side Contact part는 Release Disc에 위치하여, Unlocking Rail에

의해서 Release Disc가 움직이면 Side Contact part와 Lever사이의 Contact Element에 의해 Sliding 현상이 발생하게 되고 이로 인하여 고정되어 있던 Lever를 들어 올려주게 된다. 이 Side Contact part는 일단 올라간 Lever에 대해서 궤간가변이 다 끝날 때 까지 Lever가 내려오지 않도록 고정시켜주는 역할을 한다.

Release Disc의 Upper Contact part는 Release Disc에 위치하여, 궤간가변이 일어나지 않는 평상시에는 가변장치 부에 있는 Spring Force의 작용에 의하여 Lever를 눌러서 Wheel을 고정시키는 역할을 담당하며, 궤간가변을 할 때에는 Unlocking Rail에 의해서 Release Disc가 작동하면 Release Disc에 위치한 Upper Contact part 또한 같이 움직여 고정되어 있던 Lever를 풀어서 Lever가 작동할 수 있도록 하여준다. Release Disc는 Axle에 고정되어있는 Coupling Star에 대해 Translational Joint로 구속되어 있다. 궤간가변이 일어나지 않을 때에는 가변장치부에 있는 3개의 Spring Force와 1개의 Contact Force에 의하여 Axle에 대해 고정된 상태로 있지만, Unlocking Rail에 의한 Contact Force의 힘을 받으면 그 힘이 가변장치부에 있는 3개의 Spring Force보다 크기 때문에 Release Disc가 축방향으로 움직여 Lever를 움직이게 하는 역할을 한다. 여기서는 Release Disc형상을 임의의 Profile로 그린 뒤 Spin을 이용하여 Body를 생성하였다.

모델 생성 시 고려해야할 사항으로는 Rail과 Wheel사이의 Contact Element 생성 시 Extended Surface to Surface Type을 사용하게 되는데 이것은 해석 시 많은 시간을 필요로 하는 Contact Element Type 이다. 이러한 Contact Element의 해석을 효율적으로 하기 위해서는 Contact Area를 효율적으로 생성시켜야 하는데, 그러기 위해서 Release Disc의 Profile에 작은 홈을 파고 모델을 생성시켜 삼각패치가 Release Disc의 한쪽 전체면에 생성되지 않고 실제적으로 Contact되는 부분에 생성되도록 한다. 그러면 해석 시간에 많은 영향을 주는 Contact Element의 삼각패치가 효율적으로 생성되어 해석하는 시간을 단축하는데 도움을 준다.

가변장치 안에 있는 여러 개의 Body들은 서로 Contact를 통해서 Force를 주고받으며, 이러한 Contact Force를 통하여 궤간가변 시스템이 작동되어 진다. 이렇게 작동되는 시스템을 Contact Type 중에서 해석 시 상대적으로 많은 시간을 소요하는 Extended Surface to Surface로 해석하여 보면 Lever의 모서리와 같은 특정부위에서 Contact 현상이 주로 일어나는 것을 볼 수 있는데, 이러한 특성을 이용하여 Contact 현상이 일어나는 모서리 부위 등에 Sphere를 생성시키고 Sphere to Surface Type을 사용하여서 좀더 빠른 해석 타임을 가지도록 Element들을 구성하였다.

궤간가변장치 안에는 궤간 변환이 일어나지 않을 때에 Release Disc를 눌러서 고정시키고 궤간 가변이 일어날 때에 Unlocking Rail에 의해서 눌려졌던 Release Disc가 원래의 상태대로 돌아가게 하기 위하여 Coupling Star와 Release Disc사이에 3개의 Spring이 달려져 있다. 이것을 구현하기 위하여 Coupling Star와 Release Disc사이에 Spring Force를 달아 주었는데 이때 각각 Subsystem인 Lever Part 안에

생성시켜 Assemble작업이 좀 더 수월하게 진행되도록 하였다. Spring Force Element를 생성시키면 Spring의 양 끝 쪽으로 Marker가 생성되는데 이것의 정보를 이용하여서 Element가 소속된 Body에 Spring Force가 적용되어지게 된다. 이때, 생성된 Spring Force Element의 Free Length를 조절할 수가 있는데 이것을 이용하여 좀 더 사실적인 모델링 작업을 실시할 수 있다.

3.2.2 궤간변환설비 레일의 수치모델 및 접촉모델 생성

Grooved Rail은 Wheel의 Flange 부분과 Contact되고 Flange 부분을 받혀 주면서 궤간을 변경시켜주는 역할을 한다. Wheel의 양쪽 옆에서 Protecting Rail이 받혀 주고 있기는 하지만 Grooved Rail을 생성하게 된다면 Lever가 제대로 작동하지 않는 경우도 발생하게 될 수 있으므로 이러한 형상을 만드는데 주의를 기울여 생성하여야 한다. 정확한 궤간 변경을 위하여 Rail의 안쪽 형상이 Flange와 유사하게 생성되도록 하였다. Flange와 유사한 모양으로 생성된 Spline Profile을 여러 가지의 Surface 생성 Type들을 이용하여, Unlocking Rail에 의하여 Wheel의 잠금 장치가 풀리는 부분과 Grooved Rail에 의하여 Wheel이 가변을 하는 부분, Unlocking Rail에 의하여 Wheel이 잠금 장치에 의해 다시 잠겨 지는 부분 등의 총 3가지 부분에 대해 생성시켰다.

Unlocking Rail (릴리즈 레일)은 Wheelset에 있는 Release Disc를 눌러줌으로 인해 Lever가 들어올려져 궤간 가변이 가능하게 하는 스위치와 같은 역할을 한다. Unlocking Rail은 Grooved Rail 보다 단순하기 때문에 Profile을 만들어서 Surface를 생성하지 않고 Surface를 생성하기 쉬운 OutlineSurf를 이용하여 Surface를 생성한다.

Protecting Rail (가이드 레일)은 궤간변환 구간에서 Wheel이 Grooved Rail에서 벗어나지 못하도록 잡아주는 역할을 한다. 이러한 역할을 하는 Protecting Rail은 Unlocking Rail과 마찬가지로 형상이 단순하기 때문에 OutlineSurf를 이용하여 Surface를 생성한다.

Wheelset과 Rail사이에 실제적 모델과 마찬가지로 Contact이 일어나게 하기 위해서 Contact Element를 생성해 주어야 하는데, Wheelset과 Rail은 Box나 Sphere 등과 같이 정형화된 형상이 아니기 때문에 Extanded Surface to Surface를 이용하여 Contact Element를 생성한다. Contact Element를 생성할 때 RecurDyn에서는 Body에 삼각패치를 형성하는데, 형성되는 삼각패치의 형상을 Plane Tolerance Factor로 조절하여 해석이 원활하게 이루어지도록 조절해 주었다. 차륜과 레일 사이의 마찰계수는 0.3 이다.

3.2.3 독일 궤간가변장치 수치해석 결과

독일 궤간가변장치를 장착한 궤간가변 열차가 궤간변환 구간을 지날 때의 속도가 10~15 km/h 인 점을 감안하여 4000mm/s(14.4km/h)로 초기 속도를 주었으며, 차체의 관성력을 고려하여서 윤축의 속도가 마찰력이나 기타 요인들로 인하여 떨어지면 Translational Force를 아래의 그림처럼 Axle의 양 끝에 가해서 윤축이 일정한 속도를 가지고 궤간변환 선로를 지나게 하였다.

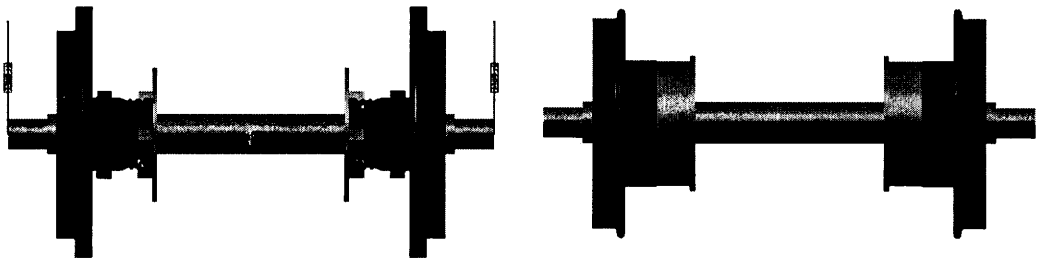


Fig. 3.54. 독일 궤간가변 윤축 해석모델.

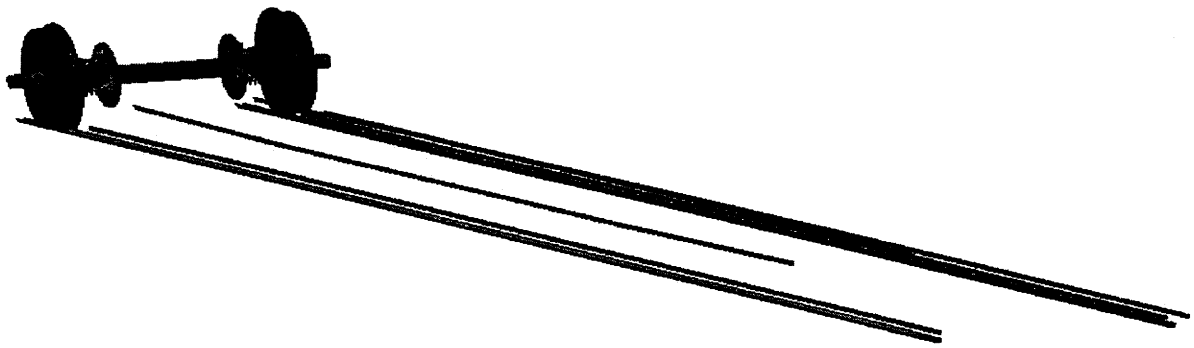


Fig. 3.55. 독일 궤간가변 윤축 및 지상변환설비 해석모델.

<u>축중의 변화에 따른 영향</u>

우선 윤축의 무게만으로 가변을 시행하는 것과 윤축에 축중 20ton이 가해졌을 때에 대하여 변환 레일의 통과 허용속도에 대하여 알아보았다.

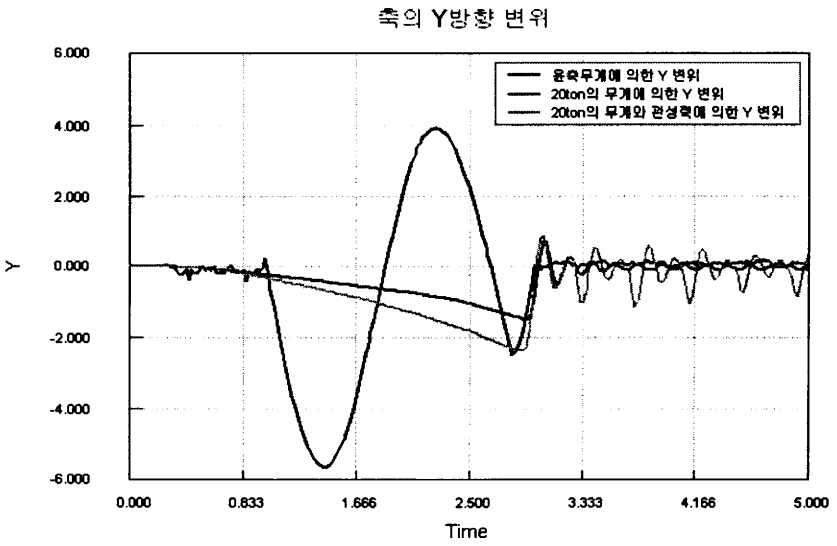


Fig. 3.56. 축중에 따른 차축의 변위.

궤간가변 Spring Coefficient의 값이 1 일 때 위에서 설명한 3가지의 경우에 대해서 Wheelset 진행방향의 횡방향에 대한 Axle의 변위를 시간에 대하여 나타낸 것이다. 처음에 나타난 파란색 선은 윤축의 무게만으로 진행하여 가변을 하였을 때의 Axle의 횡방향 변위를 나타낸 것이며, 이때 Axle이 -5mm에서 4mm 까지 총 9mm 정도를 움직이는 것을 확인할 수 있었는데 이것은 윤축의 무게만으로 진행하기 때문에 나타난 현상이라 여겨진다.

지상변환설비 그루브 레일 형상 변화의 영향

한편 Grooved Rail의 형상 변화가 궤간변환의 결과에 미치는 영향을 살펴보았다.

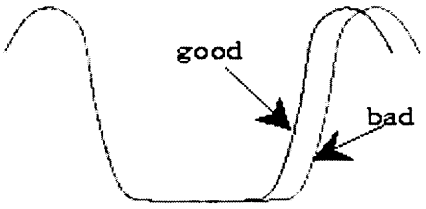


Fig. 3.57. Grooved Rail의 형상 변화.

궤간변환이 원활히 되는 해석 모델에서 Grooved Rail의 넓이를 그림과 같이 넓게

하였을 경우, 궤간변환 시 Locking Lever가 완전히 잠기지 않게 됨을 알 수 있다.

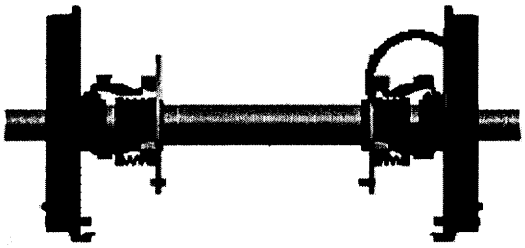


Fig. 3.58. 완전히 잠기지 않은 Lever 모습.

Spring 탄성계수 변화의 영향

궤간가변장치에서 궤간가변 Spring의 탄성계수 값의 영향에 대하여 살펴보았다. Spring Coefficient의 허용 범위에 대해 해석을 수행하였다.

탄성계수의 최소값을 구하여 비교하기 위한 비교대상으로 k=1, k=1000 N/mm 일 때의 값을 사용하였다.

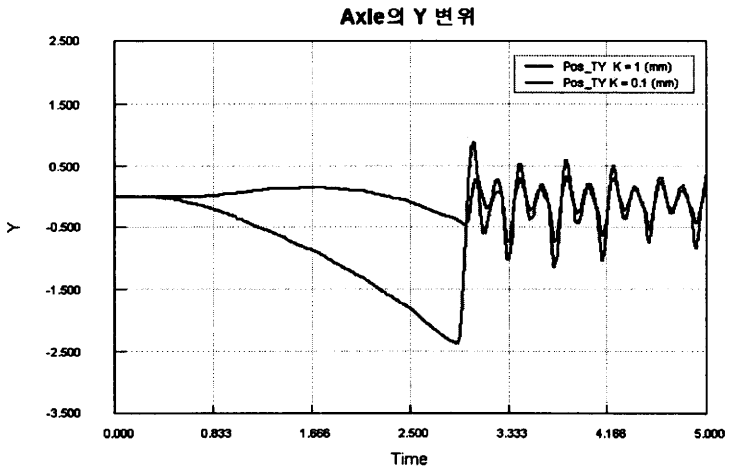


Fig. 3.59. k=1, k=0.1 N/mm 일 때의 Axle의 Y변위.

위의 Graph에서 보는 바와 같이 Axle의 Y변위는 k=0.1일 때의 결과가 k=1일 때의 결과와 비교하여 보았을 때에 Y의 변위가 더욱 작은 것을 관찰할 수가 있다. 하지만 이것은 Axle의 횡방향 흔들림을 나타낸 것으로 궤간 잠금 부품들의 거동에 대한 고려가 더 필요하다.

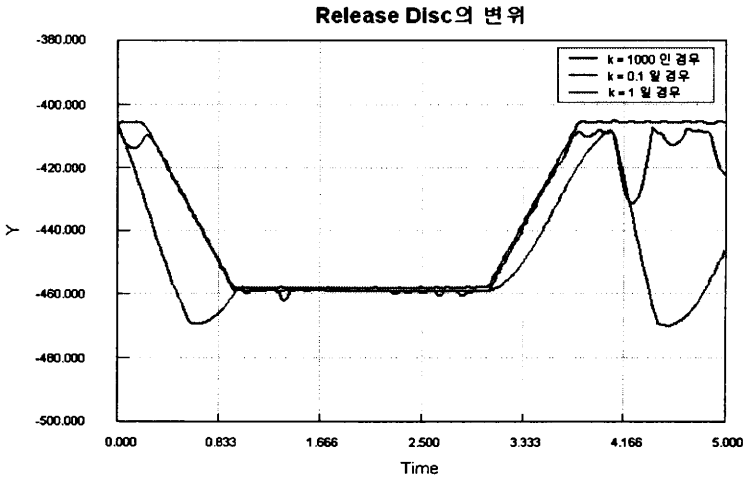


Fig. 3.60. k값에 따른 Release Disc의 변위.

궤간 변환 시에 Lever를 작동시켜주는 Release Disc의 거동을 보면 k=1000 N/mm일 때 Unlocking Rail의 작용에 의한 Release Disc의 변위가 Unlocking Rail의 모양과 일치하게 나타나는 것을 볼 수가 있다. k=1 N/mm일 때의 값은 처음과 끝부분에서 약간 튀는 현상이 발생하지만 뒤로 갈수록 수렴하는 것을 관찰할 수 있지만, k=0.1 N/mm일 때의 값은 처음과 끝부분에서 많이 튀는 것을 관찰할 수가 있다. 또한 마지막 부분에서 Release Disc가 뒤로 완전히 밀리지 않은 것을 볼 수 있는데 이것은 Lever가 완전히 잠기지 않았음을 나타낸다. 그러한 결과는 다음의 Lever에 사용된 Revolute Joint의 각도에 관한 Graph를 통하여 알아볼 수가 있다.

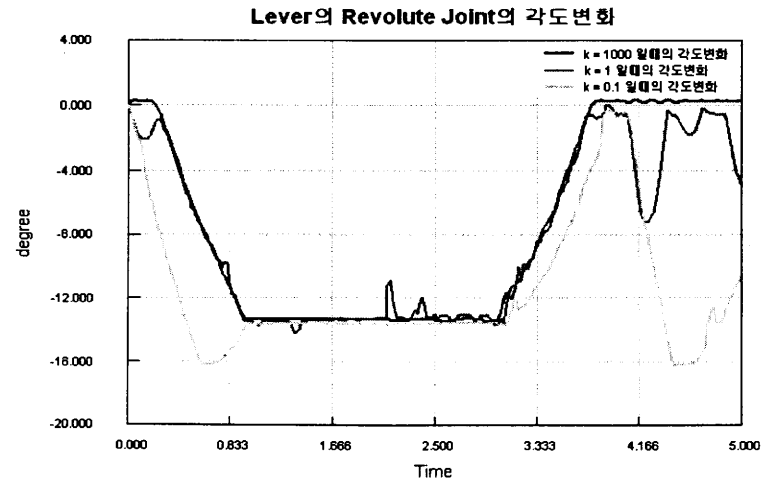


Fig. 3.61. k값에 따른 Lever의 Revolute Joint의 각도변화.

Revolute Joint의 각도변화 Graph는 Release Disc의 Y방향 변위와 아주 유사하게

나타남을 볼 수 있다.

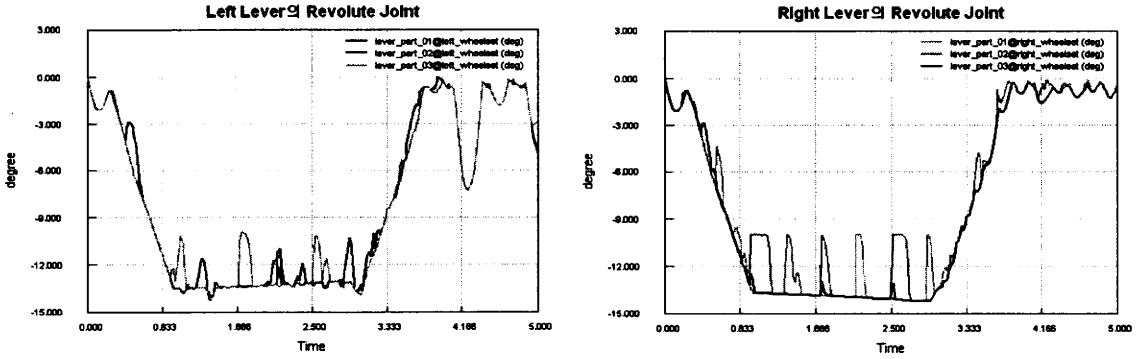


Fig. 3.62. k=1 N/mm일 때의 Left 및 Right의 Revolute Joint의 각도 변화.

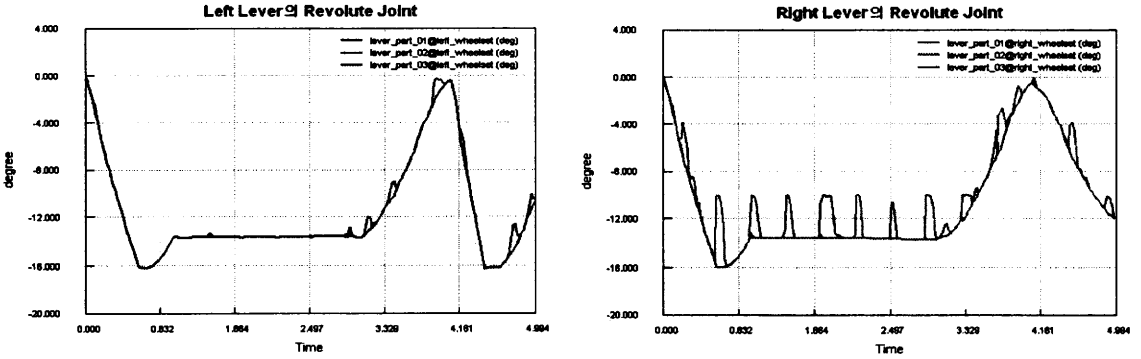


Fig. 3.63. k=0.1 N/mm일 때의 Left 및 Right의 Revolute Joint의 각도 변화.

k=1 및 k=0.1 N/mm의 경우 궤간변환 시 사용된 각 Lever의 각도 변화에 대해 살펴보면 k=1 N/mm일 때에는 Left의 Lever들의 거동이 약간 불안정하지만 마지막 부분에서 수렴을 해가는 모습을 보이는 반면, k=0.1에서의 Lever들은 Left, Right 양쪽 모두에 있는 6개의 Lever들이 궤간 가변 구간을 모두 지났음에도 불구하고 확실하게 잠겨있지 못한 상태에 있음을 알 수 있다. 이러한 불안정한 마지막 상태의 모습은 다음과 같다.

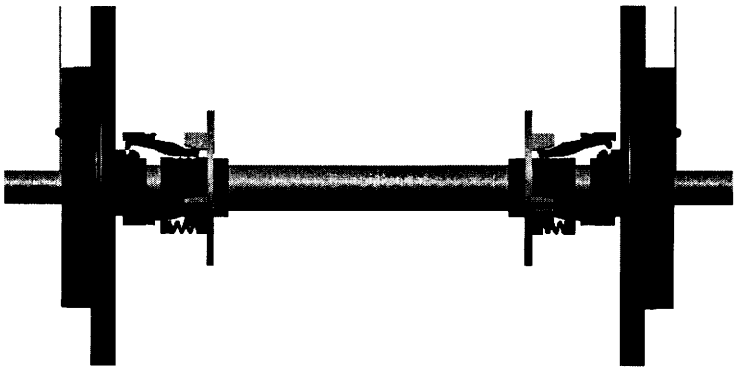


Fig. 3.64. k=0.1 N/mm일 때 변환구간을 통과한 후 윤축 모습.

결론적으로 Spring Coefficient의 값이 k=0.1 N/mm인 상태에서는 불안정하다는 것을 확인할 수 있었고 최소한 k=1 N/mm 이상인 값을 사용하여야 어느 정도의 안전성을 확보할 수 있음을 알 수가 있다.

허용가능한 최대 Spring Coefficient를 찾기 위한 목적으로 우선 k=1000 N/mm일 때의 값으로 해석을 수행하였다. 이것은 앞에서 Minimum Spring Coefficient를 찾을 때와 같은 조건의 비교대상이다.

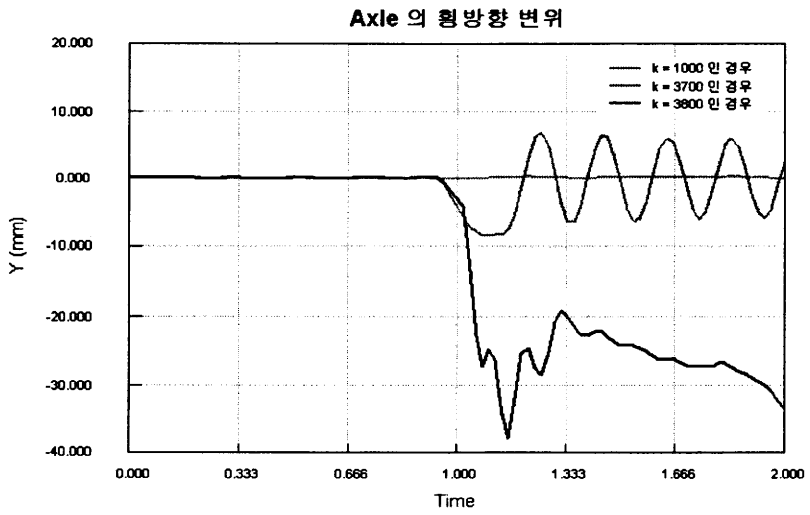


Fig. 3.65. k값의 변화에 따른 Axle의 횡방향 변위.

k=1000 N/mm인 상태와 비교를 하여 보면 k=3700 N/mm에서는 비록 Axle의 Y변위가 -8에서 +8 사이로 흔들리기는 하지만 약간씩 수렴해 가는 것을 볼 수 있으나 k=3800 N/mm에서는 Axle의 Y변위가 중간에서 수렴하지 못하고 한쪽으로 치우쳐 버리는 것을 볼 수가 있다. 이러한 문제점은 Release Disc의 횡방향

변위에서도 찾아볼 수 있다.

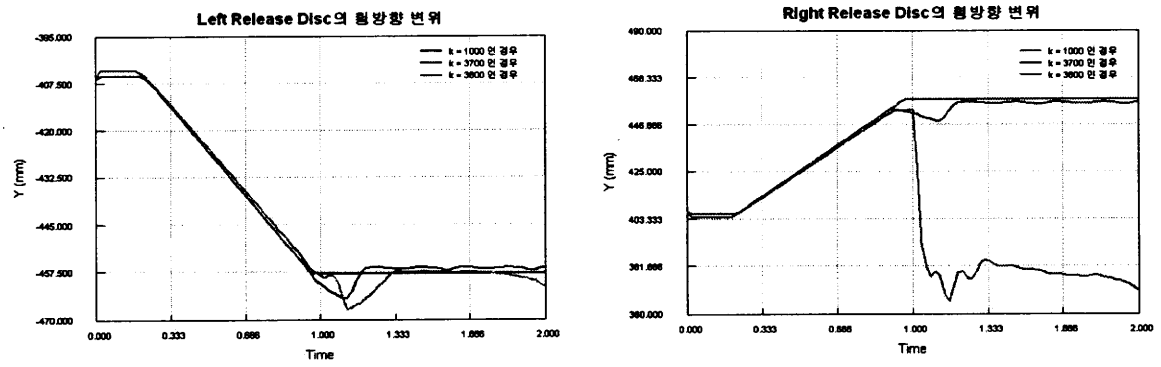


Fig. 3.66. k값의 변화에 따른 Release Disc의 횡방향 변위.

Left Release Disc의 횡방향 변위는 k값이 변함에 따라서 거의 같은 경향으로 가고 있음을 알 수가 있지만 Right Release Disc는 k값이 3700에서 3800 N/mm로 변하는 과정에서 급격한 변화를 일으키는 것을 볼 수가 있다.

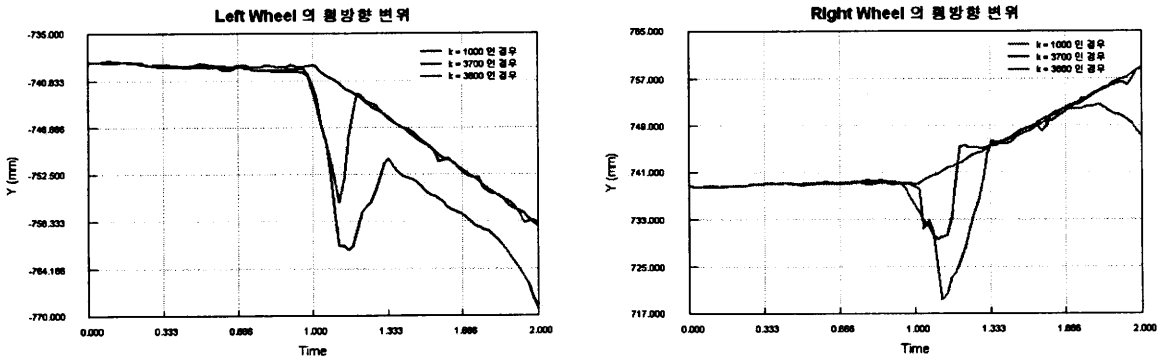


Fig. 3.67. k값의 변화에 따른 Wheel의 횡방향 변위.

다음으로 Left Wheel과 Right Wheel의 횡방향 변위를 살펴보면 k=3700 N/mm에서는 Unlocking Rail이 있는 구간에 들어서면서 한번 옆으로 튀는 상태가 존재하기는 하나 다시 원래의 상태로 돌아오는 것을 볼수 있는 반면 k=3800 N/mm에서는 원래의 상태로 돌아오지 못하고 있는 것을 확인할 수 있다.

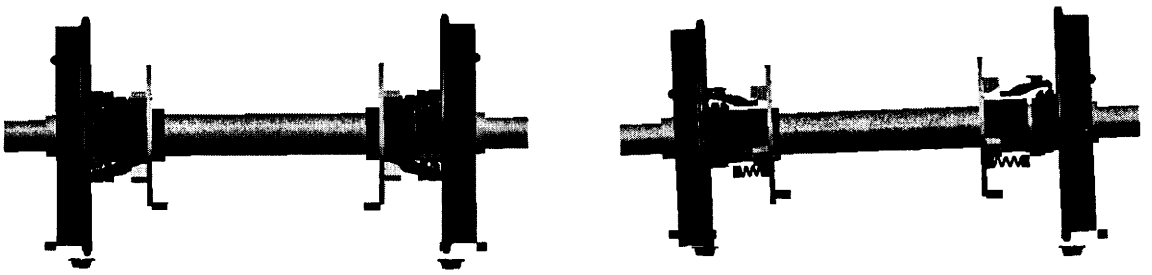


Fig. 3.68. k=3800 N/mm에서의 궤간변환구간 통과 모사.

이러한 Unstable한 상태를 Animation으로 확인하면 그림 3-119와 같이 나타나는데, 왼쪽의 그림에서와 같이 Unlocking Rail과 Release Disc사이에 큰 마찰력이 작용하여 Wheelset을 들어올려 지는 과정이 발생하며, 이때 눌려졌던 Release Disc가 Unlocking Rail을 벗어남으로 인하여 궤간 가변 장치 중 한 부분이 작동을 하지 못하게 된다. 이렇게 Unlocking Rail을 벗어나서 Spring Force가 작용하지 않는 결과를 Graph로 확인하면 다음과 같다.

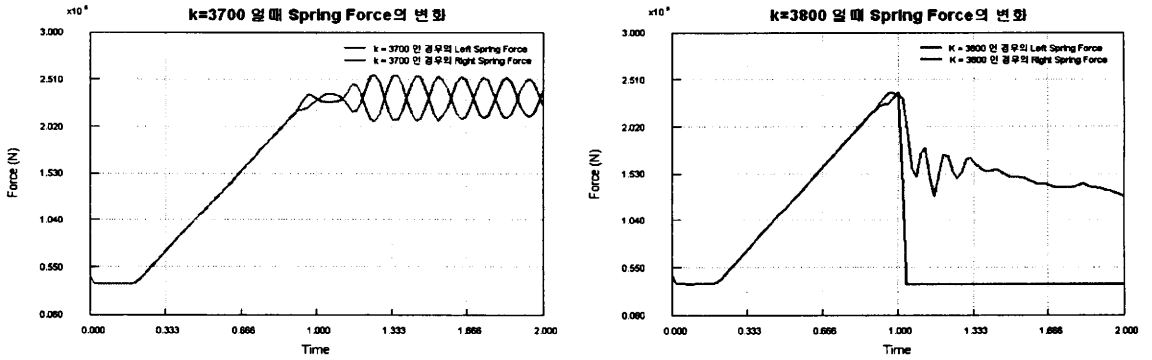


Fig. 3.69. k값의 변화에 따른 Spring Force의 변화.

결론적으로 Maximum Spring Coefficient가 k=3800 N/mm 이상에서는 과도한 마찰력으로 인하여 Release Disc가 Unlocking Rail을 벗어나 궤간변환이 제대로 이루어지지 아니하므로 약 k=3700 N/mm가 Spring Coefficient의 최대 허용 수치로 볼 수 있다.

궤간변환구간 통과속도 변화의 영향

궤간변환이 이루어지는 지상 궤간변환설비를 통과하는 속도의 변화에 대한 영향을 살펴보았다. 궤간가변장치의 Spring Coefficient는 허용구간 내의 값인 10

N/mm으로 고정하고 통과 속도를 단계별로 증가시켜 최대 통과 허용속도를 파악하였다. 축중은 윤축의 무게만 있을 경우와 축중 20ton의 경우에 대하여 해석하였다.

축중이 윤축 자중 만이 있을 경우에 궤간변환구간 통과속도를 1000 mm/s (3.6km/h) 씩 올려가면서 해석을 수행하였다.

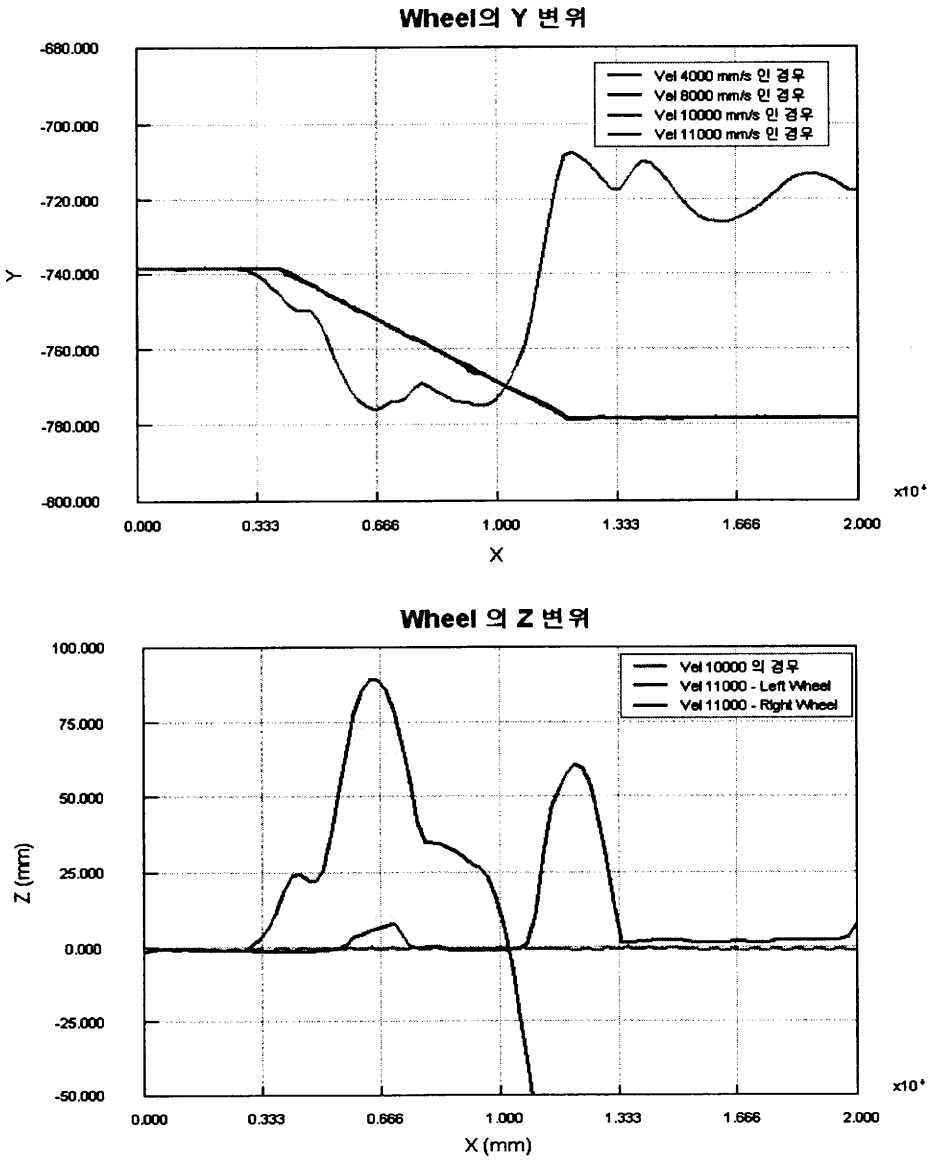


Fig. 3.70. 윤축 자중의 축중인 경우 통과속도 변화에 따른 Y 및 Z방향 변위.

속도가 10000 mm/s (36km/h)일 때까지는 4000 mm/s인 경우와 동일한 거동을 하는 것을 볼 수 있으나, 11000mm/s로 증가하면 차륜이 레일을 벗어나는 것을 볼 수 있다. 또한 차륜이 Grooved Rail에서 탈선하여 떨어지는 것을 볼 수 있다.

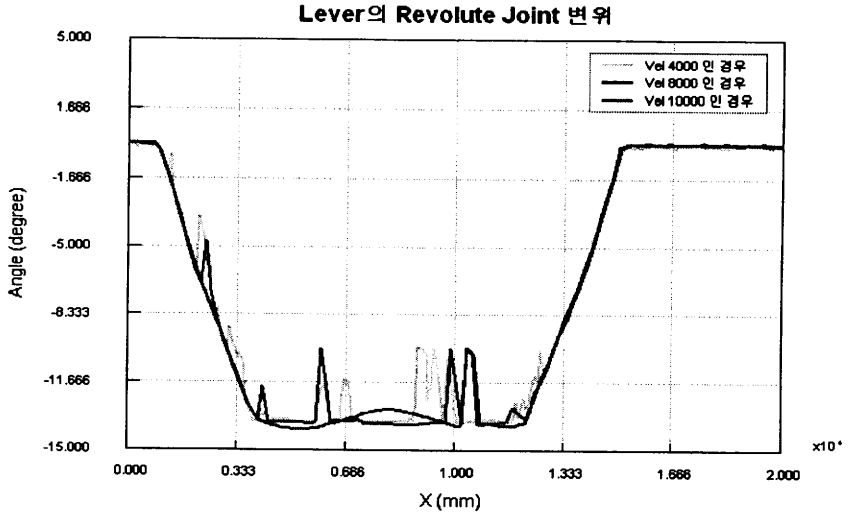


Fig. 3.71. 윤축 자중의 축중인 경우 통과속도 변화에 따른 Revolute Joint 각도 변위.

속도의 증가에 따른 탈선이 궤간가변 잠금장치 부분의 오작동으로 인한 문제인지를 살펴보기 위하여 Lever의 Revolute Joint 변위를 확인해보면 Lever의 오작동은 확인되지 않았다.

축중 20 톤인 경우에 통과속도에 따른 영향을 파악하였다. 통과 속도의 증가에 따라서 차축의 횡방향 변위가 증가하며, 윤축 자중에 의한 축중일 경우보다 더 큰 변위가 발생함을 알 수 있다.

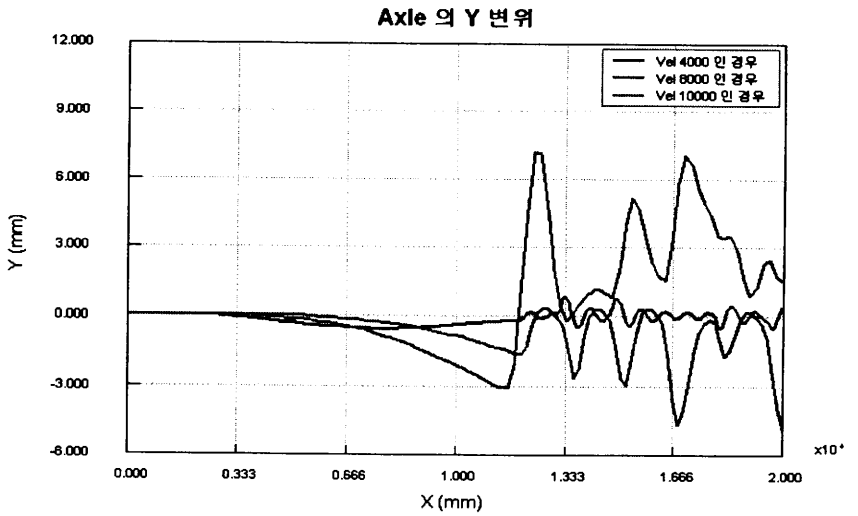


Fig. 3.72. 20톤 축중인 경우 통과속도 변화에 따른 Axle의 횡방향 변위.

따라서 공차 시보다 영차 시에 통과 속도를 낮춰서 운행하는 것이 안전성 확보에 유리함을 알 수 있다.

본 절에서는 독일 궤간가변 윤축 및 지상설비 모델링을 통해서 궤간변환의 구동 메커니즘에 대해서 이해하고 이를 토대로 안정적인 궤간가변 차량의 모델을 설정하기 위하여, Lever에 사용되는 Spring의 Coefficient값의 최소 및 최대값, 시스템의 중량의 변화에 따른 궤간 가변 구간의 통과 허용 속도에 대한 시스템을 설정하고 수치모사를 통한 해석을 실시하였다.

그 결과로서 Spring Coefficient의 허용범위가 최소 1 N/mm 에서 최대 3700 N/mm임을 알 수 있었고, 궤간가변 윤축의 축중이 클수록 변환구간의 통과 시 진행방향의 횡방향으로 더 큰 변위값을 가지게 되며, 20톤의 축중일 때 약 15 km/h 이하의 속도에서 안전성이 확보되는 것을 알 수가 있었다. 이것은 실제로 독일 궤간가변 시험열차에서 통과속도를 10-15 km/h로 제한하여 운행하는 것과 일치한다.

3.3 독일 궤간가변장치 동특성/구조 연성 해석

본 절에서는 해외의 궤간가변장치의 메커니즘을 파악하고자 동특성/구조 연성 해석을 통하여 장치 동작 시의 구조적인 특성을 살펴보았다. 앞 절에서 다룬 독일형 장치를 대상으로 RecurDyn을 이용하여 해석하였다. 그러나 전체 시스템을 모두 유연체로 해석하는 것은 많은 노력과 시간을 요하므로 중요한 부품인 레버만을 유연체 모델링을 하였다.

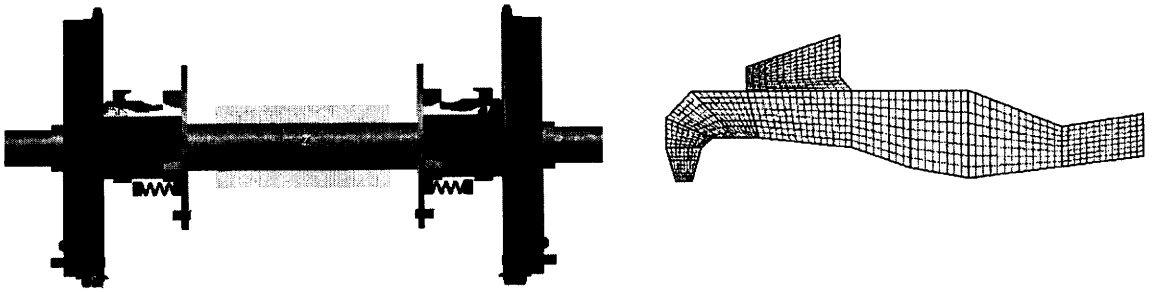


Fig. 3.73. 독일 궤간가변 윤축 동특성/구조 연성해석 모델.

조건은 궤간변환 구간 통과속도 4m/s (약 14 km/h)이며, 축중은 20톤, 궤간가변 스프링 부품의 탄성계수는 앞 절 결과를 참고하여 임의 값 1 N/mm으로 하였다.



Fig. 3.74. 독일 궤간가변 윤축의 궤간변환 시 최대 응력 분포.

위 그림은 궤간 변환 시 레버 부품에서 최대 응력값이 나타날 때 해석된 결과이다. 최대 응력이 나타나는 부분은 위의 그림과 같이 레버의 아래 부분과 RBE로 묶어진 부분에서 최대를 보였다. 그 크기는 약 0.11Mpa이다. 레버의 단면 중에서 모서리 부분에 비교적 큰 응력 분포를 보이는 경향이 있다.

제 4 절 궤간가변 장치 관련 규격

4.1 궤간가변장치 관련 UIC 규격

본 궤간가변 시스템은 국제노선을 운영하기 위한 것으로 궤간가변 차량에 대하여 규정한 국제 규격을 따르는 것이 적합하다. 이것은 필요한 성능의 확보 측면뿐만 아니라 국가 간의 운행 협약 시에 중요한 근거자료가 된다. 궤간가변장치와 관련한 규격은 UIC CODE 510-4, 2nd ed., 2002 (또는 1st ed. 1998) "Wagons--Variable-gauge running gear for 1435 mm/1520 mm and 1668 mm--Recommendations for bilateral agreements"가 있다. 해당 규격에는 궤간가변 시스템의 사양 및 성능 등에 대하여 포괄적으로 매우 상세하게 규정하고 있다. 다음에 그 내용을 살핀다. 이때 향후 궤간가변 장치에 대한 설계와 시험 등을 수행할 때 인용하기 위하여 가급적 원문의 각 절 및 순번을 지키고 직역하도록 하였다.

[UIC 510-4]

0 목적

이 규정은 이종 궤간을 가진 노선 위를 운행할 수 있는 자동 궤간가변 휠셋을 장착한 화물 열차에 관한 것이다. 이 규정은 필요한 경우 관련된 노선 당사자간(쌍방 또는 다자간)의 협약에 의하여 합리적인 결론을 내릴 수 있도록 허용되어 있으며, 경험적인 관점을 반영하여 본 규정을 수정하여 적용하는 것이 가능하도록 되어 있다. 이 궤간 변환 시스템은 특수 설비에 해당하므로 이것이 적용된 차량에는 RIV 표시를 하여서는 아니 된다.

1 주행장치(running gear)에 적용되는 일반 조건

1.1 궤간 가변 주행장치를 장착한 화차는 축중 22.5t 이하에서는 120 kph 이하의 속도로, 축중 18.0 t 이하에서는 120 kph - 180 kph의 속도로 달릴 수 있도록 설계되어야 한다.

1.2 궤간 가변 메카니즘을 포함한 주행장치는 UIC 505-1에 규정된 기구학적 기준치수 궤적(kinematic gauge reference profile)을 초과하여서는 아니 된다.
1.3 주행장치의 축간 거리(wheel base)는 2.0 m 이하인 것을 추천한다.

1.4 궤간 가변 주행장치가 부착된 화차는 다음 조건의 선로를 통과할 수 있어야 한다.

- 열차 편성 상태에서 150 m의 곡선 구간을 통과하는 것이 가능 할 것
- 개별 차량 상태로 75 m의 곡선 구간을 통과하는 것이 가능 할 것
- 험퍼(hump: 중력을 이용하여 차량을 분리하기 위하여 궤도상에 만들어진 언덕) 설비와 평면 조차(flat shunting) 설비를 작동 위치로 설정한 상태에서 UIC 505-1에 적합하도록 통과하는 것이 가능 할 것

페리와 연계 운행되는 차량의 경우, 페리의 경사각 2.5 °구간과 120 m의 곡선 구간을 통과하는 것이 가능 할 것

1.5 1520 mm 광궤인 유럽 철도망에 운행될 주행장치는 -40 ℃부터 +40 ℃ 의 온도 범위에서 운행될 수 있어야 하고, 1520 mm 광궤인 아시아 철도망의 경우에는 -60 ℃부터 +40 ℃ 온도 범위와 상대 습도 0-100 % 범위에서 운행될 수 있어야 한다.

1.6 궤간 가변 주행장치가 차지하는 공간은 현재 운행되는 차량들에도 적용될 수 있어야 한다.
1.7 소음 발생은 현재 운행되는 차량의 수준을 넘어서는 아니 된다.
1.8 주행장치의 중량은 최대한 낮게 설계되어야 한다.

1.9 자동 궤간 가변 윤축(automatic variable-gauge wheelsets)으로 된 주행장치(궤간 가변 대차)를 표시하기 위하여 UIC 510-4의 부록 1에 표시된 표식(symbol)을 부착하여야 한다.

2 설계 및 유지보수 관점에서의 궤간 가변 주행장치 구성품의 특성 및 조건
2.1 궤간 가변 휠셋(variable-gauge wheelsets)
2.1.1 일반 특성
2.1.1.1 잠금장치를 포함하여 휠셋의 무게는 가능한 한 가벼워야 한다.

2.1.1.2 차륜은 1435 mm-1520 mm 또는 1435 mm-1668 mm 궤도를 주행할 수 있도록 차축 방향으로 움직여서 위치가 조절될 수 있어야 한다.

이 경우, 세 가지 궤도를 동시에 달릴 수 있도록 위치가 조절될 수 있는 것을 추천한다.

2.1.1.3 궤간 변경을 위하여 차륜이 차축에 고정되어도 좋고, 고정된 차축에 끼워져서 회전할 수 있어도 좋다.
2.1.1.4 휠셋은 20.0 t의 축중과 120 kph의 속도에 적합하여야 한다.

윤축의 최대 치수는 제조와 운영의 적합성을 위하여 UIC 510-2의 1.3항 및 1.4항의 규정에 적합하여야 한다.
1435 mm 궤간의 경우, 차륜 안쪽 플렌지 면 사이의 간격과 차륜 바깥쪽 면 사이의 간격은 UIC 510-2의 1.5항 및 1.6항의 규정에 적합하여야 하며, 1520 mm 및 1668 mm 궤간의 경우에는 다음의 규정에 부합하여야 한다.

- 차륜 안쪽 플렌지 면 사이의 간격
  - 1668 mm 궤간: 최소 1590 mm, 최대 1596 mm
  - 1520 mm 궤간: 최소 1437 mm, 최대 1443 mm
- 차륜 바깥쪽 면 사이의 간격
  - 1668 mm 궤간: 최소 1643 mm, 최대 1659 mm
  - 1520 mm 궤간: 최소 1489 mm, 최대 1506 mm

2.1.1.5 윤축의 전기저항은 UIC 512의 1.4항 규정에 적합하여야 한다.

2.1.1.6 윤축의 허용 잔여 불균형 양(permissible residual unbalance)은 UIC 510-2에 부합하여야 한다.

2.1.1.7 차륜의 허브(wheel hub)와 차축(axle body) 표면 사이가 마찰에 의하여 부식이 발생되지 않도록, 이 두 부품에 사용되는 재질은 마찰 부식을 고려하여 선정되어야 한다.

2.1.1.8 차륜 간격 조절을 위한 베어링 표면과 잠금 장치에는 부식이나 오염이 발생되지 않도록 보호하여야 한다.
2.1.1.9 1435mm/1520mm 가변 윤축은 1435mm 궤간의 대차를, 1668mm/1435mm 가변 윤축은 1668mm 궤간의 대차를 크게 수정하지 않고 채용할 수 있어야 한다.

2.1.1.10 부품이나 부식 방지에 대한 표식(marking)은 UIC 812-3과 813에 적합하여야 한다.

2.1.2 차축 (axle shafts)

2.1.2.1 차축이 가져야 할 치수는 다음과 같다.

- UIC 515-3의 강도 조건을 충분히 만족시켜야 한다.
- 차륜의 축방향 운동에 대하여 작동성을 완벽하게 확보하여야 한다.

- UIC 515-5와 510-1 규정을 만족하도록 로울러 베어링의 기능성을 완벽하게 확보하여야 한다.

고정된 차축에 차륜이 회전하는 방식의 궤간 가변 윤축에 사용된 차축은 UIC 510-3의 조건을 충족시켜야 한다.

2.1.2.2 차축의 화학적 조성과 기계적 특성은 UIC 811의 규정에 적합하여야 한다.

2.1.3 차륜(wheels)

2.1.3.1 차륜의 직경은 840mm - 1000mm 라야 한다. 추천되는 직경의 치수는 840 - 920mm 이다.

2.1.3.2 답면(tread profile)의 형상은 UIC 510-2의 조건에 적합하여야 한다.

2.1.3.3 적용되는 브레이크 시스템에 따라서 차륜은:

- 답면 제동(tread-braked)을 사용하면 일체형 차륜(monobloc wheels)으로 할 수 있다.
- 만약 디스크 제동(disc-braked)이나 드럼형 제동(drum-braked)을 사용하면 일체형 차륜(monobloc wheels)을 사용해도 좋으나 UIC의 승인 하에 타이어형 차륜(tyred wheel)을 사용할 수도 있다.

2.1.3.4 일체형 차륜에 사용되는 강재의 등급은 UIC 812-3의 규정에 적합하여야 한다. R7 등급의 강재가 추천된다. 차륜 타이어에 대해서는 UIC 810-1의 규정이 반드시 준수되어야 한다.

2.1.4 액슬박스(axle-boxes)

2.1.4.1 액슬박스는 로울러 베어링에 의하여 장착되어야 하고, UIC 510-1과 515-5의 조건을 만족하여야 한다.

2.1.4.2 차륜이 차축(axle body)에 결합되어 회전할 수 없도록 되어 있는 경우에는 액슬박스에 외측 저널 베어링(out-side journal types of bearing)이 사용되어야 한다. 또한 온도 감지장치(lineside hot-box detectors)가 액슬박스의 온도를 감지하여 나타내어야 한다.

2.1.4.3 자유롭게 회전할 수 있는 차륜(freely-rotating wheels)에 사용된 액슬박스는 UIC 515-5 및 510-1의 규정들에 적합하여야 한다. 고온이 발생될 수 있는 로울러 베어링은 온도감지 장치(lineside hot-box detectors)나 내부 시스템 장치에 의하여 온도가 감지되어야 한다.

쌍방간 또는 다자간의 협약에 의하여, 온도검출 장치와 그것의 운전 조건이 적합하지 못한 궤간 가변 윤축이 채용된 차량은 운행이 거부될 수 있다.

2.1.4.4 로울러 베어링의 윤활을 위하여 사용되는 그리스유는 UIC 814 조건에 적합하여야 한다. 1520 mm 궤간에 운행하기 위하여 로울러 베어링의 그리스유는 유럽 지역에서는 최저 -40℃에서, 아시아 지역에서는 최저 -60℃에서도 적합하다는 검증이 이루어져야 한다.

2.1.5 잠금장치 (locking mechanisms)

2.1.5.1 궤간 가변 윤축과 일체로 이루어진 잠금장치는 정적/동적 부하 작용 조건뿐만 아니라 기상 변화, 마모, 제동에 의한 온도 상승을 고려한 조건하에서도 다음의 기능이 확실하게 보장되어야 한다:

- 궤간변환 장치의 외부 운전조건에 무관하게 각각의 궤간에 따라 지정된 위치에 차륜이 고정되어야 한다.
- 궤간변환 장치를 통과하는 동안에 차륜의 풀림(해정, release)과 잠김(쇄정, locking)이 이루어져야 한다.

2.1.5.2 부품들의 상대적인 위치를 확인하거나 별도의 표시기를 확인함으로써 차륜의 잠김 상태가 외부로부터 확인 가능하여야 한다.

2.2 주행장치의 프레임(running gear frames)

2.2.1 주행장치의 프레임의 강도는 UIC510-3의 규정에 적합하여야 한다.

2.2.2 주행장치의 프레임은 용접 구조물나 주조 구조물로 만들어져도 좋다. 이때 사용되는 강재는 예열(pre-heating)없이 용접할 수 있어야 하고, 최소 인장 강도는 370N/mm^2 이상이어야 한다. ISO의 V 노치(notch) 충격 시험에 의한 충격 시험봉의 충격 강도는 다음의 테이블로 요약할 수 있다.

노치 시험봉의 충격강도 (J)		
-20℃	-40℃	-60℃†
27	27	21

† 1520 mm 궤간 시스템에서 주행하게 될 경우 검증이 필요함

2.2.3 UIC 533의 규정과 같이 표준화된 구형 피봇 베어링(standardized ball pivot bearing)을 사용하여 주행장치와 화차 하부구조(underframe) 사이를 연결하여야 한다.

2.2.4 주행장치와 화차 하부구조 사이에는 UIC 533에 규정된 대로 전기유도 방식의 이음(electrically-conductive connection)이 사용되어야 한다.

2.3 현가장치

2.3.1 UIC 517에 규정된 표준 스프링 류를 사용할 것을 추천한다.

2.3.2 만약 나선형 스프링(helical springs)이 사용된다면, 진동 감쇠를 위하여 기계식, 유압식 또는 다른 방식의 댐퍼가 필요하다.

2.3.3 만약 비표준 스프링들이 사용된다면 UIC 517에 따라 승인 시험이 이루어져야 한다.

2.4 제동장치

2.4.1 제동장치는 최고 속도와 최대 축중(axle load)에서도 적합하여야 하며, UIC 543의 규정에 부합하여야 한다.

2.4.2 차륜 답면에 블록 브레이크(block brakes)를 적용할 때는 차륜의 궤간 변경을 추종하는 블록 브레이크의 변환장치가 있어야 한다. 이 경우 블록 브레이크의 변환은 궤간 변환을 하는 도중에 자동으로 변경되어야 하며, 새롭게 변환된 위치에서 잠금 장치(쇄정장치)에 의하여 안전하게 고정되어야 한다.

이러한 장치들이 제동 효과에 영향을 주어서는 아니 된다.

필요하다면 디스크 제동장치(disc brakes)를 채용한 경우에도 유사한 기능의 장치를 구비하여야 한다.

2.4.3 만약 브레이크에서 마찰을 감당하는 부품을 외부에서 볼 수 없는 경우에는 작동 위치를 보여줄 수 있도록 표시기를 설치하여야 한다.

2.4.4 브레이크의 부품들은 마모가 일어나는 모든 고정 부품 및 운동 부품들로부터 적절하게 이격이 되어야 한다.

2.5 궤간변환 설비 (gauge changeover equipment)

2.5.1 궤간변환 설비는 같이 설치된 검출장비(checking devices)와 함께 반드시 승인을 받아야 한다.

2.5.2 축중 22.5t 이하에서 최소 5km/h의 속도로 궤간변환 설비를 통과하는 차량의 경우, 다음에 규정된 조건을 만족하여야 한다:

- 궤간변환 설비의 입구에서는 휠의 축방향 잠금 장치가 해제 될 것
- 궤간이 변경되는 구간에서는 차륜이 축방향으로 이동 할 것
- 궤간변환 설비의 출구에서는 새로이 변경된 궤간 위치에서 휠이 확실하게 잠기게(쇄정, locking) 될 것

2.5.3 다음의 사항들은 궤간변환 설비에서 확인을 하도록 추천한다. 가능하면 자동으로 하는 것이 좋다.

- 차륜의 잠금 상태에 대한 검증
- 궤간 변경에 필요한 차축 방향의 힘은 시스템의 상태를 나타내기 때문에 반드시 측정되어야 한다.
- 윤축의 전기저항
- 차륜 안쪽면 사이의 거리

2.5.4 한 궤간에서 다른 궤간으로 변경하는데 필요한 궤간변경 구간의 길이는 궤간을 변경하는 과정에서 차륜에 부과되는 축방향의 힘이 최소로 될 수 있도록 설정하여야 한다.

2.5.5 필요하다면, 궤간변환 설비가 부수적으로 필요한 다른 시스템들과 함께 동작할 수 있도록 하여야 한다.

2.5.6 기술적인 필요에 의하여 궤간 변경 과정에 윤활을 사용한다면 윤활유에 의하여 차륜 답면(wheel treads)이나 제동부품들이 오염되지 않도록 하여야 한다.

2.6 유지 보수 관련

2.6.1 일반 조건

2.6.1.1 화차는 주행장치와 함께 온전히 들어 올려질 수 있도록 설계되어야 한다.

2.6.1.2 마모가 발생하는 부품 중에서 안전 운행에 영향을 줄 수 있는 부품들은 모두 쉽게 점검하여 교체할 수 있어야 한다.

2.6.1.3 모든 기구학적 부품들, 특히 마모가 발생하는 부품들은 RIV 제도(RIV regime)하에서 화차가 받는 것과 동일한 정기 유지보수 체계를 수용할 수 있도록 설계되어야 한다.

정기 검사 및 유지보수 작업은 궤간 변경 과정에서 이루어지지 않도록 하여야 한다.

궤간변경 시스템과 관련된 유지보수는 궤간변환 설비에서 이루어지도록 하여야 한다.

2.6.1.4 주행장치 부품에 대해서는 효과적인 부식방지 약품이 적용되어야 한다.

2.6.2 궤간가변 휠셋의 유지보수

2.6.2.1 표준 윤축 유지보수에 사용되는 승강 장치나 휠셋 교환 설비를 이용하여 윤축을 결합하고 해체하는 것이 가능하여야 한다.

2.6.2.2 통상 사용되고 있는 답면 절삭장치(existing wheel lathes)를 이용하여 답면 수정(reprofiling)을 할 수 있도록 하는 것이 좋다.

2.6.2.3 휠셋과 그 부속품들은 유지 보수를 하기 전에 최소 100,000km를 운행할 수 있거나, 만약 연간 운행 거리가 50,000km 이상 100,000km 이하이면 2년은 운행할 수 있어야 한다.

2.6.2.4 윤축의 형상과 이상 유무(geometry and integrity)에 대한 점검은 통상 사용되고 있는 측정장비 및 시험장비로 할 수 있어야 한다.

2.6.2.5 빗물, 눈, 먼지 등이 침투되면 작동의 신뢰성이 저하되고 마모가 증대될 수 있으므로 이를 방지할 수 있는 대책이 마련되어야 한다.

2.6.2.5 - 잠금장치의 정상적인 작동성 여부를 용이하게 시험할 수 있어야 한다.

2.6.3 기계적 제동장치 부품(mechanical breaking components)의 유지보수

2.6.3.1 제동장치는 경화처리 된 덮게(hardened bushes)나 마모 방지 강판(wear-resistant steels)에 표면이 경화처리 된 구멍과 경화 처리된 볼트를 사용하여 일체화되도록 탑재하는 것이 좋다.

2.6.3.2 볼트의 치수는 UIC 542 규정에 부합하여야 한다.

2.6.3.3 브레이크 블록이나 패드의 교체는 최대한 간단하여야 한다. 검사용 구멍(inspection pit)을 사용하지 않고도 브레이크 블록의 교체가 가능하여야 한다.

2.6.3.4 브레이크 블록이나 브레이크 패드의 피스톤 행정 거리나 작동성을 조절하기 위한 기구(mechanism)는 쉽게 접근이 가능하여야 한다.

2.6.4 궤간변환 설비(gauge changeover equipment)의 유지보수

잠금 기구(locking mechanism)를 작동시키는데 필요한 가이드(guides) 부품은 내마모성 재질로 만들어지는 것이 좋다.
잠금 상태를 체크하기 위한 장비는 반드시 그 신뢰성이 보증하는지 유지되는지가 검증되어야 한다.

3 기술적 운행 조건

3.1 일반 조건

3.1.1 궤간가변 휠셋의 주행장치를 탑재한 차량은 그 윤축의 특수성에 기인한 제한 조건이 없이 열차에 운행할 수 있어야 한다.

3.1.2 자동 궤간가변 휠셋의 주행장치를 탑재한 차량은 본 (UIC 510-4의) 부록 2, 3에 나타낸 표식을 부착하여야 한다.

3.1.3 주행장치의 궤간 변환은 공차 상태나 최대 축중 하중으로 화물을 실은 상태 모두에 대하여 적절한 기후 조건 하에서 운용 가능하여야 하며 수작업에 의한 조정 없이 자동적으로 이루어져야 한다.

3.1.4 차륜의 잠금 상태에 대한 육안 검사가 가능하여야 한다.

3.2 궤간변환 설비(gauge changeover equipment)의 작동 조건

3.2.1 궤간 변환은 연속적으로 이루어져야 하며 수작업 없이 자동적으로 이루어 질 수 있어야 한다.

3.2.2 차륜이 잠금 상태로 되지 않았으면 자동적으로 검출되어야 한다.

3.2.3 화차가 궤간변환 장치를 통과하고 나면 차륜의 잠금 상태를 육안으로 식별할 수 있도록 하는 것이 좋다.

4 승인 절차

4.1 일반 조건

4.1.1 궤간 가변 주행장치를 채용한 차량은 쌍방 또는 다자간 협정에 의하여 국제 노선에 투입되기 전에, 서명된 노선이나 인가된 차체에 대하여 다음의 조건에 대한 준수 여부가 입증되어야 한다:

- 설계
- 유지보수
- 운행안전
- 승인절차

또한, 궤간가변 윤축을 채용한 새로운 주행장치는 잠금장치의 기능적 신뢰성, 강도, 일상적인 유지보수 등 모든 면에 대하여 기존의 주행장치와 비교하여 최소한 동등 이상으로 안전하다는 것이 입증되어야 한다.

4.1.2 승인절차는 설계 단계에서부터 상업 운행을 위한 최종 승인 단계까지 포괄적으로 이루어져야 한다.

4.1.3 주행장치가 만족시켜야 할 조건들은 다음의 문헌으로 상술된다.
- 사용지역, 최소 가용성(minimum availability), 최대 축중 등과 같이 운영자에 의하여 설정되는 설계 변수들을 포함하는 사양자료
- 국가적 또는 국제적 표준들(ISO, CEN, CENELEC)
- 국제 규정들(UIC, RIV)

4.1.4 주행장치를 제조하기 전에, 제조자는 다음에 열거된 계산 결과와 연구 분석 결과를 이용하여 주행장치에 부여된 설계 요구조건들이 만족된다는 것을 운영자에게 입증하여야 한다.

- 차축의 강도 계산
- 차륜의 강도 계산
- 주행장치 프레임의 강도 계산
- 잠금장치 부품들의 강도 계산
- 로울러 베어링의 수명 계산
- 블록 브레이크(block brake)의 열적 부하에 의하여 발생되는 차륜의 열 응력 계산
- 기능적/작동적 관점에서 허용될 수 있는 부품의 최대 마모량 계산
- 제동성능 계산
- EN 50126-0, 1, 2의 안에 따라서 차륜의 잠금 및 풀림 메커니즘에 대한 기능적 신뢰성(RAMS - Reliability, Availability, Maintainability, Safety)의 분석

위의 연구 분석을 통하여 다음에 제시된 항목이 필요한지 아닌지를 밝혀야 한다.

- 잠금 장치 부품들의 강도에 대한 추가적인 계산
- 추가적으로 요구되는 시험
- 부품의 최대 마모에 대한 상이한 한계치
- 특별한 유지보수 주기의 적용

위의 모든 계산에서는 어떤 특수한 기후적 조건도 고려되어야 한다.

알려진 사실이나 시험에 기초하여 개발된 부품들의 경우에는 적용 노선의 기후조건이 크게 차이가 나는 경우에만 위의 계산들이 필요하다.

4.2 운행에 대한 임시 허가서를 얻기 위한 시험

궤간 가변 휠셋을 채용한 주행장치는 운행에 투입되기 전에 안전과 관련 모든 조건들이 만족되었다는 것이 시험적으로 입증되어야 한다.

4.2.1 리그 시험 (rig tests)

4.2.1.1 50km/h 이상의 속도에서 궤간가변 휠셋의 피로강도를 결정하는 회전 굽힘 시험은 1435mm 궤간을 설정한 상태에서 다음의 3단계 프로그램으로 실시한다.

Stage	No. of cycles	Vertical force[kN]		Transverse force[kN]	
		static	dynamic	static	dynamic
I	$6x10^6$	P	±0.5P at 4Hz	0	±0.3P at 2Hz
II	$2x10^6$	P	±0.6P at 4Hz	0	±0.36P at 2Hz
III	$2x10^6$	P	±0.7P at 4Hz	0	±0.42P at 2Hz

위 표에서 P 값은 정적인 축중을 나타낸다.

이 시험은 손상 없이 10^7 하중 사이클을 견디든지, 아니면 어떤 부위에 크랙(crack)이나 파손이 발생하면 결론이 내려진다.

ERRI SC B 169에 의하여 승인된 유사한 리그 테스트(rig tests)가 사용되어도 좋다.

차륜이 독립적으로 회전하는 휠셋의 고정형 차축은 대차 프레임의 일부로서 간주되어야 하고, 시험도 그런 개념에서 이루어져야 한다.

4.2.1.2 새로운 베어링 시스템에 대한 리그 테스트는 UIC 515-5의 규정을 따라야 한다.

4.2.1.3 주행장치 프레임에 대한 리그 테스트는 UIC 510-3의 규정을 따라야 한다.

4.2.1.4 휠셋의 전기저항 결정은 UIC 512의 규정을 따라야 한다 (새로운 휠셋이고 궤간변경 없이 100,000km 운행 한 후).

4.2.1.5 블록 브레이크가 장착된 궤간 가변 윤축은 적절한 프로그램(고타르(Gotthard) 경사로 등)에 의하여 연속 제동 시험이 이루어져야 한다. 제동시험 직후 발열에 의하여 잠금장치 메커니즘의 작동이나 차륜이 차축방향으로 이동하는 능력이 손상되었는지를 입증하는 검사가 이루어져야 한다. 차륜이 냉각된 후에 외륜(rim)에 인장 잔류응력이 ERRI SC B 169에 규정된 허용치를 초과하여서는 아니 된다.

4.2.1.6 잠금장치의 작동에 대한 신뢰성을 검증하기 위하여 궤간변환 장치의 통상적인 운전 조건 하에서 설계가 허용하는 최대 궤간 변환 속도로 검사나 보수 없이 적어도 500회 이상의 궤간 변경을 해 보아야 한다.

4.2.1.7 작동 신뢰도를 분석해 보고 필요하다면 추가적인 시험을 할 수 있다.

4.2.2 시험 운행(running trials)

필요하다면 아래에 명시된 시험 항목들을 대상으로 여러 가지 궤간에 대하여 시험을 실시하여야 한다.

4.2.2.1 UIC 518에 규정된 안전 주행에 관한 검증

4.2.2.2 직경이 840mm 이하인 자유 회전형 차륜(free wheels)이나 차축에 고정된 고정형 차륜은 신품 상태와 100,000km 주행한 상태에서 분기기(switches)와 경사도 0.11의 교차로(crossings)를 쉽게 통과할 수 있다는 것이 검증되어야 한다.

4.2.2.3 ORE SC B 55/RP8에 규정된 궤도의 비틀림(track distortions)에 대해서는 탈선이나 차륜 잠금장치의 해제가 발생되지 않고 통과될 수 있다는 것이 검증되어야 한다.

4.2.2.4 다음의 조건에서도 차륜이 자동으로 해제되지 않는다는 것이 검증되어야 한다.

- ORE SC B12/RP 17에 의한 완충 시험(buffing tests) 조건
- UIC 530-2의 부록 7.1에 정의된 길이 방향의 높은 압축하중 작용 조건
- 레일 브레이크(rail brakes) 위를 통과하는 조건

4.2.2.5 제동 부하(braked weight)를 결정하기 위한 제동 시험

4.2.2.6 운행의 신뢰성을 분석하면서 필요하게 된 추가적인 시험

4.2.2.7 운행에 대한 잠정적인 승인은 시험 결과들에 따라서 결정된다.

4.2.3 영업운전 시험(testing in service)

4.2.3.1 궤간 가변 휠셋 주행장치가 적용된 8-10량의 화차로 된 열차를 최대 허용속도와 최대 허용 축중으로 이종 궤간 노선에 운행하도록 추천한다. 이러한 시험용 화물열차는 최소 100회 이상의 궤간변환을 하면서 최소 100,000km 이상을 주행하여야 한다.

이 시험 운전 동안에 다음에 제시한 항목을 대상으로 주행장치의 측정과 검사가 이루어져야 한다.

- 각 10,000 - 15,000km마다 육안 검사와 함께 차륜 플렌지의 두께, 플렌지의 높이, 차륜 내면 사이 거리에 대한 q_R, 차륜과 궤도 접촉점 사이의 전기 저항 등에 대한 측정이 이루어져야 한다.
- 비정기적인 수리와 유지 보수에 대한 모든 기록이 유지되어야 한다.

4.2.3.2 이 시험 운전 기간 동안 화차에 발생한 모든 손상은 기록되고 평가되어야 한다.

위 4.2.3.1항의 시험 측정 결과에 따라서 궤간가변 휠셋은 완전히 해체되어 모든 부품의 마모 상태가 분석되어야 한다.

이러한 시험 분석 결과는 운행의 신뢰성을 위한 추천 지침으로서 임시 검사 및 유지보수 계획과 마모에 대한 임시적인 치수 한계 관리의 근거로 사용되어야 한다.

4.2.3.3 쌍방간 또는 다자간의 협정을 하고자 하는 관계 철도사들에 제출될 수 있도록 시험된 모든 사항들은 보고서로 만들어져야 한다.

4.3 운행에 대한 승인

시험에 의하여 운행 안전성이 입증되고, 주행장치가 설계 요구조건 대로 작동될 수 있도록 임시 승인된 유지보수 지침서가 마련되었을 때, 협정하고자 하는 철도사들에 의하여 열차 운행이 승인될 수 있다.

이 운행 승인에서는 향후 4년간이나 400,000km 이상을 운행하는 동안에 이루어져야 할 검사의 특성, 주기, 범위 등에 대한 추가적인 조항이 포함되어야 한다.

이 기간 동안에 운행 안전에 영향을 줄 만한 사고가 발생하면, 모든 사항을 관계된 철도사들에 통보하여야 한다.

운행 안전에 영향을 줄 정도의 사고가 발생한 경우, 상호 합의한 개선 조처가 이루어지지 않으면 사고가 발생된 노선의 철도사는 궤간 가변 윤축을 장착한 화차의 운행을 철회할 수 있다.

만약 시스템에 하자가 발생하면 상업운행에 대한 시험 검사가 계속적으로 이루어져야 한다.

이상의 UIC 510-4의 부록에는 궤간가변 차량에 부착할 표지에 대한 그림이 실려있다. 또한 해당 규격은 1998년 1월 1일부터 적용이 되는 것이다.

4.2 기존 화차 사양

궤간가변 시스템은 기존 대차와 가급적 호환이 되도록 하는 것이 경제성 측면에서 타당하다. 설계 시 참고하기 위한 기존 대차의 사양은 아래 표와 같다. 우리나라의 고속화차용 대차 (Y25 용접대차)와 광궤용 화차 (1520 mm의 궤간)는 러시아 18-100형 모델이다. 특히 차륜의 직경이 표준궤용의 경우 860 mm이며 광궤용의 경우 950 mm임이 주목된다. 또한 표준궤용의 경우 대차 중량이 약 4.7 톤이며 광궤용의 경우 약 5.4 톤이다. 대차 프레임 폭은 궤간 치수차이 만큼 사이드 프레임 간격차이가 있다. 따라서 표준궤용 대차 프레임을 단순히 광궤용 대차 프레임으로 전용하는 것은 불가능하며, 트랜솜, 앤드빔을 85 mm 증가시켜야 가능하다.

윤축의 경우에는 표준궤용 윤축과 광궤용 윤축의 차이점은 궤간의 치수 (1435mm, 1520mm,1668mm 등) 차이와 그에 따르는 차축의 강도적 보완, 현수장치의 특성 등에서 약간의 차이가 있을 수 있으나, 궤간에 따르는 축 길이 차이 이외는 동일한 것으로 판단된다. 광궤를 적용하고 있는 국가들의 차륜 외경은 Ø920mm - Ø950mm 범위의 값을 적용하고 있다.

Table 3.4. 표준궤 (1435 mm)와 광궤용 (1520 mm, 러시아 18-100형 모델)대차 (화차용)의 사양 비교.

순위	구 분		제 원		비 고
			표준궤	광궤(러시아)	
1	궤간(mm)		1,435	1520	
2	고정축거(mm)		1,800	1850	
3	대차 최대 길이(mm)		3,150	2800	
4	대차 프레임 최대 폭(mm)		2,176	2306	
5	대차 높이(mm)	센타 피봇 면		803	공차시
		사이드 베어러	810		
6	저어널 중심간 거리(mm)		1,956	2086	
7	차륜 직경(mm)		∅860	∅950	
8	사이드 베어러간 거리(mm)		1,450	1524	
9	사이드 프레임간 거리(mm)		1,956	2086	
10	저어널 규격		∅5½″ × 10		
11	대차 중량(ton)		약 4.7	약 5.4	
12	최고 속도(km/h)		120	120	
13	저어널 베어링		NFL 테이퍼 롤러베어링	카세트형	
14	현수장치(1차 지지장치)		2중 코일 스프링	2중 코일 스프링	
15	기초 제동 장치		답면 제동 양압식	답면 제동 편압식	
16	차축		D 축	D축	
17	센터피봇 장치		구면 마찰식		
18	사이드 베어러 장치		접촉식 탄성 사이드베어러		

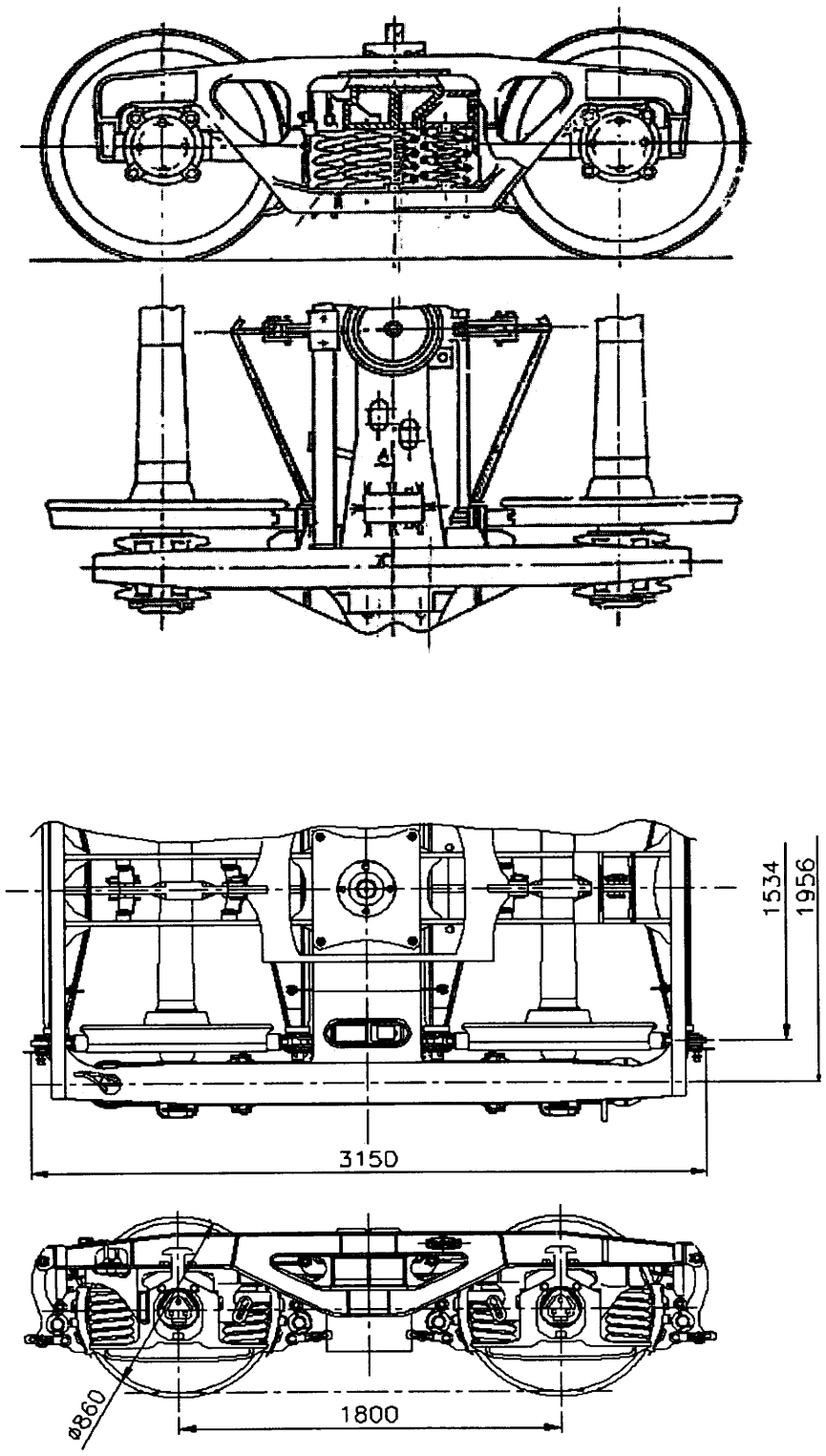


Fig. 3.75. 러시아 18-100형 대차 및 국내 고속화차용 대차 외형도.

4.3. 궤간가변장치 한계 설정을 위한 각국의 차량 및 건축한계

본 궤간가변 시스템은 궤간 변경을 위한 기구들이 차륜의 안쪽에 위치한다. 따라서 어느 한 국가에서 운행되고 있는 대차에 일단 장착하여 그 국가 내에서 운행하는 데에는 건축한계 또는 차량한계에 의한 제한을 받지 않게 된다. 그러나 그러한 궤간가변 열차가 궤간 변경을 통하여 다른 국가의 철도에 진입하기 위해서는 가장 먼저 살펴보아야 할 것은 차량이 해당 국가의 차량한계 제한에 영향을 받지 않는지 여부이다.

본 절에서는 궤간가변 윤축을 궤간가변 대차에 장착하여 열차 시스템을 구성하는데 중요한 동북아 각국의 차량 및 건축한계를 조사한 내용을 요약하였다. 또한 만일 향후 본 과제에서 제안하는 궤간가변 윤축 이외의 시스템을 개발 또는 적용 시에 본 자료는 궤간가변 장치가 부가적으로 차지하는 공간이 각국의 차량한계 내에 위치하게 되는지 판단할 때에도 이용될 수 있다.

4.3.1. 각국의 차량 및 건축한계

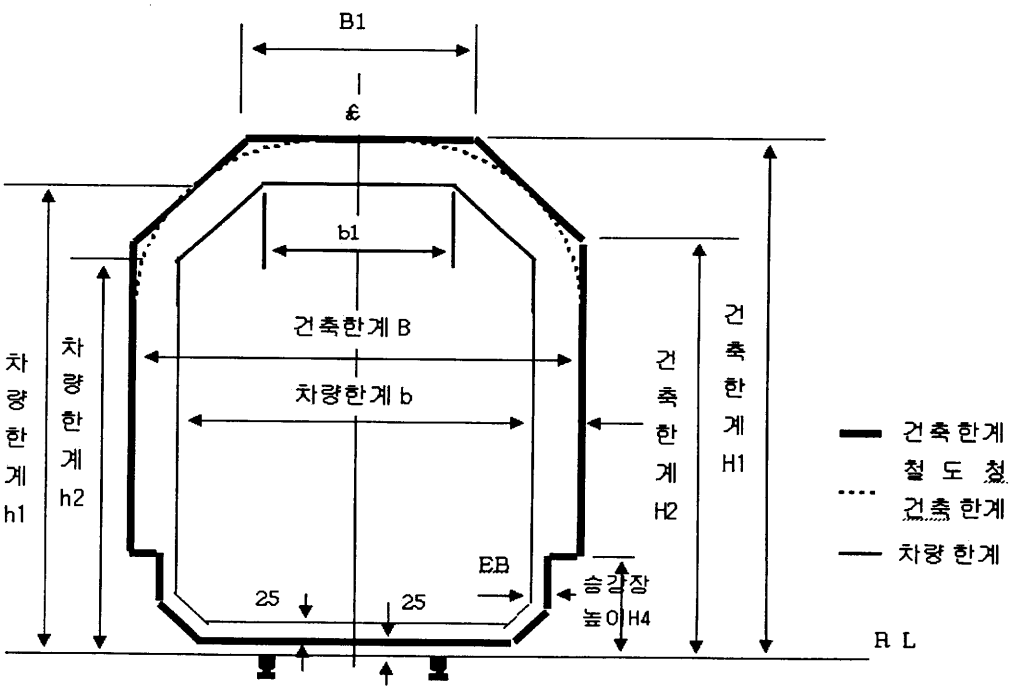
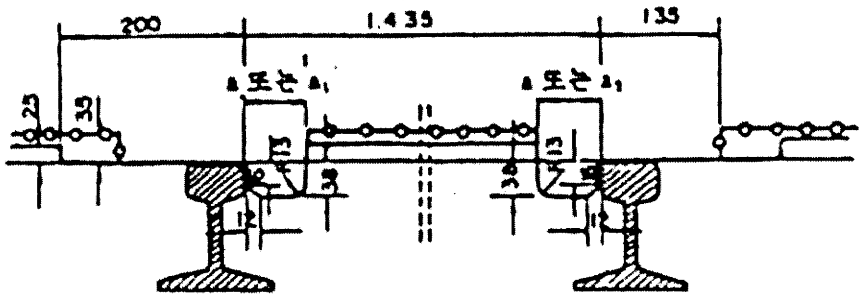


Fig. 3.76. 남한의 건축한계도(1).



보 기

———————— 일반의 경우에 대한 건축한계

— - — - — 전기운전을 하는 구간에 있어서 가공전차선 및 그 현수장치를 제외한 상부에 대한 건축한계(이 한계는 교량터널 논덮게 구름다리 및 그 앞뒤에 있어서 필요한 경우에는 —···—까지기설된교량 3, 4중 터널, 논덮게 구름다리 및 그 앞뒤에 있어서 필요한 경우에는 기수할 때까지 잠정적으로 —××—로서 표시된 한도까지 축소할 수 있다.(다만, 관계처의 사전 승인을 받아야 한다)

- - - - - - - - 측선에 있어서 급수, 급탄, 전차, 계중, 세차 등이 모든 설비 신호주, 가공전차선 지지주, 차고의 문 및 내부장치 또는 본선(중앙, 대피, 영등, 환지, 고한 각선과 함백선에 한함)에 있어서 기설된 교량, 터널, 구름다리 및 그의 앞뒤에 있어서 부득이한 경우에는 가공전차선 지지물에 대한 건축한계를 축소할 수 있는 한계

+ + + + + 전철기 표지등에 대하여 건축한계를 줄일 수 있는 한계

—●—●—●— 승강장 및 적하장에 대하여 건축한계를 줄일 수 있는 한계

—○—○—○— 터널기 부분에 대하여 건축한계를 줄일 수 있는 한계(단 $a_1=a_2=70$)

치수단위(mm)

a, a_1 또는 a_2: 후란지 웨이(바퀴길)

s: 스택

1. 일반의 경우 a=75+s

2. 한쪽에 가드레일이 있는 경우

가드레일이 있는 쪽: a=40+s

가드레일이 없는 쪽: a=75+s

3. 텅레일의 경우: a=70+s

4. 크로싱부의 경우

a_1: 크로싱 가드레일이 있는 쪽

a_2: 크로싱 ○레일이 있는 쪽

a_1+a_2: 90+28로서 a=40+s

5. 가드레일이 있는 건널목의 경우 a=65+s

6. 고승강장의 경우에는 궤도중심에서 승강장까지의 거리를 1.7m로 한다.

Fig. 3.77. 남한의 건축한계도(2).

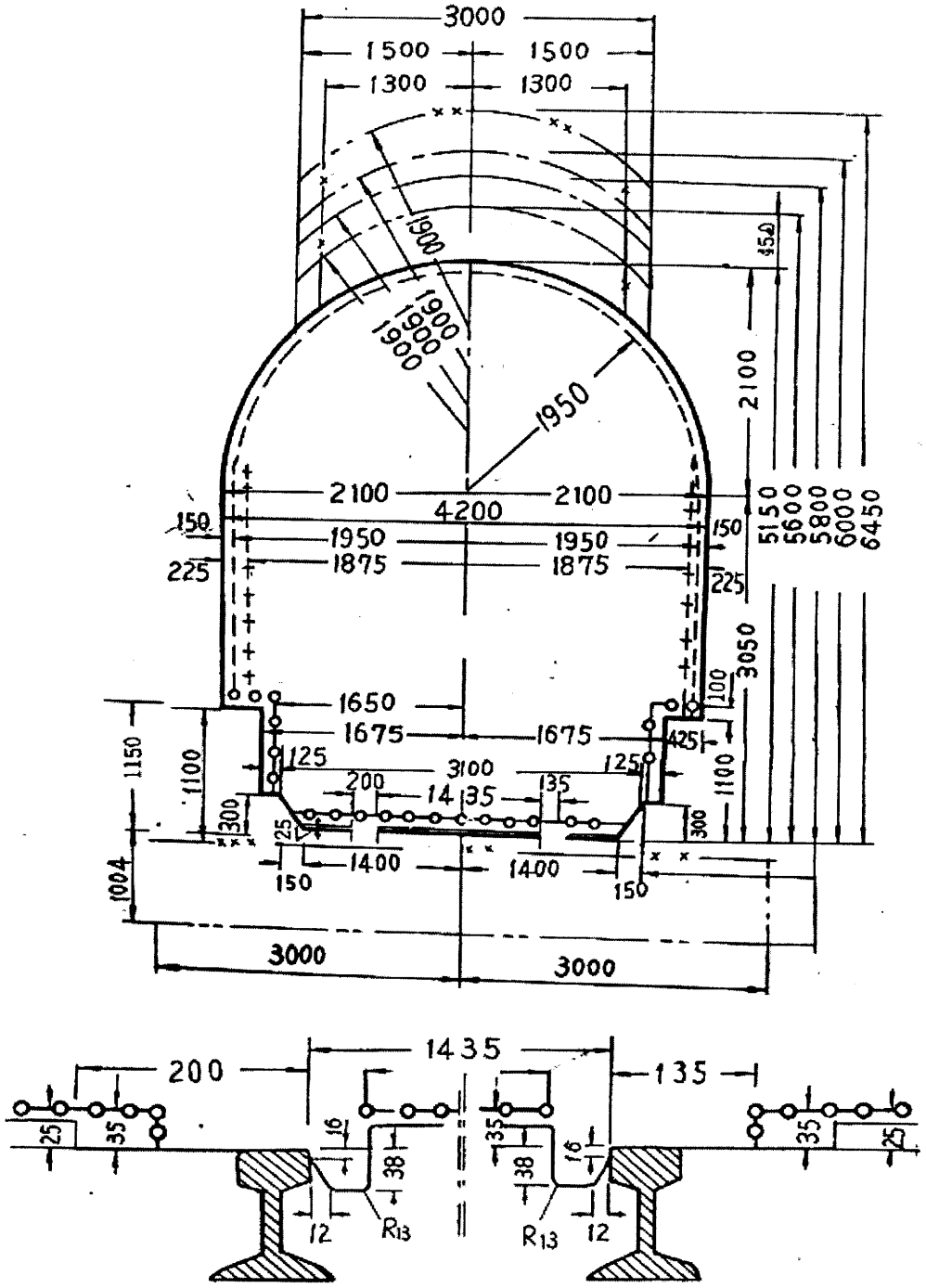


Fig. 3.78. 북한의 건축한계도.

Table 3.5. 남한의 건축한계와 차량한계 치수 (단위:mm)

구 분		폭 (B,b)	상부 높이 (H1,h1)	굴곡선 높이 (H2,h2)	상부폭 (B1,b1)	승강장 높이 (H4)	직선 승강장		곡선부 확폭 (W)
							궤도중심에서 폭	간격 (EB)	
국철	건축한계	4,200 (2,100)	5,150	4,020	3,000	1,150	1,675	75	$\frac{50,000}{R}$
	차량한계	3,200 (1,600)	4,800	3,600	1,900	-	1,600		
도시철도	건축한계	3,600 (1,800)	5,150	4,150 (4,250)	2,000	1,100	1,650	50	$\frac{24,000}{R}$
	차량한계	3,200 (1,600)	4,750	3,530	1,808	-	1,600		

Table 3.6. 남북한의 직선구간에 대한 건축한계 비교.

구 분			높이×전체폭 (상부폭)	
			남한	북한
일반적인 건축한계			5,150×4200 (3000)	좌동
전기운전구간,			6,450×4200 (3,000)	6000×4200 (3000)
측선에 있어서 부득이한 경우 가공전차선			5,000×3,900	좌동
전철기표지등에 대하여 건축한계를 줄일 수 있는 한계			5,000×3,750	좌동
승강장 및 적하장에 대하여 건축한계를 줄일 수 있는 한계	승강장	고상	1,150×3,400	-
		저상	1,150×3,350	좌동
	적하장		1,100×1,650	좌동
타넘기 부분에 대하여 건축한계를 줄일 수 있는 한계			1,150×3,300	좌동
레일도상의 건축한계			동일	

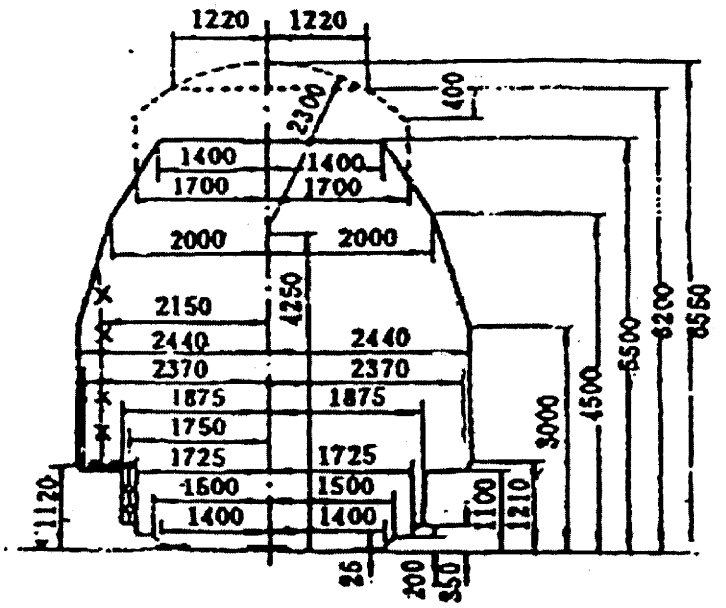


Fig. 3.79. 중국의 건축한계도 (직선부).

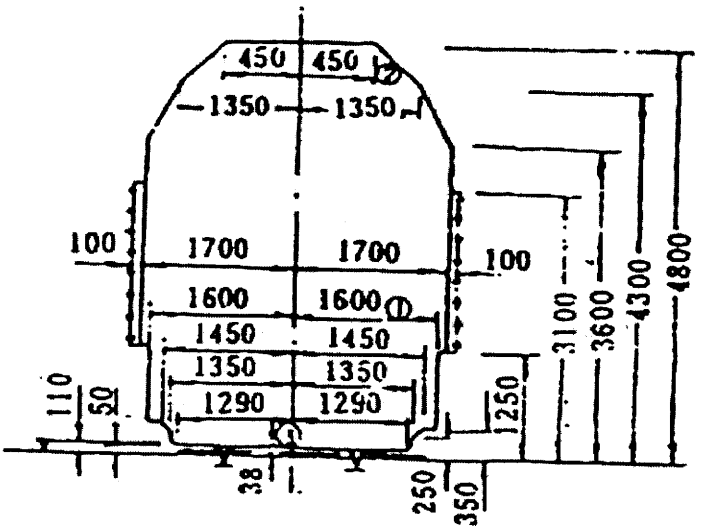


Fig. 3.80. 중국의 차량한계도.

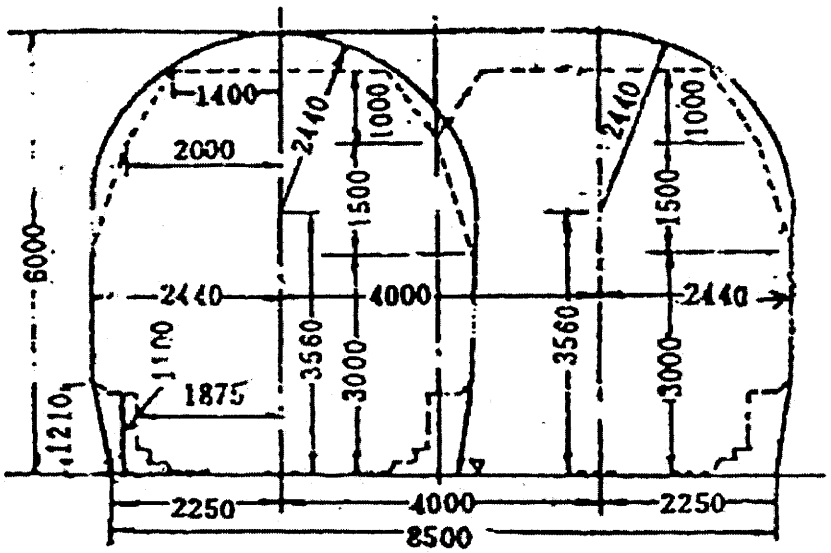


Fig. 3.81. 중국의 건축한계도 (터널부, 증기 및 디젤 동력 구간).

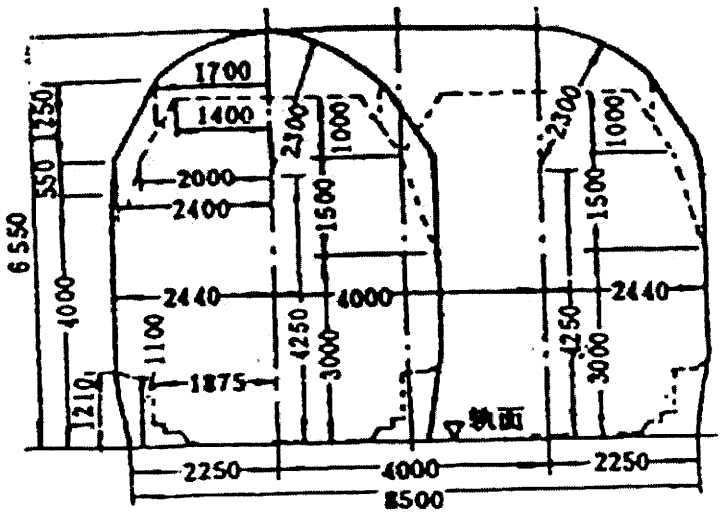


Fig. 3.82. 중국의 건축한계도 (터널부, 전기 동력 구간).

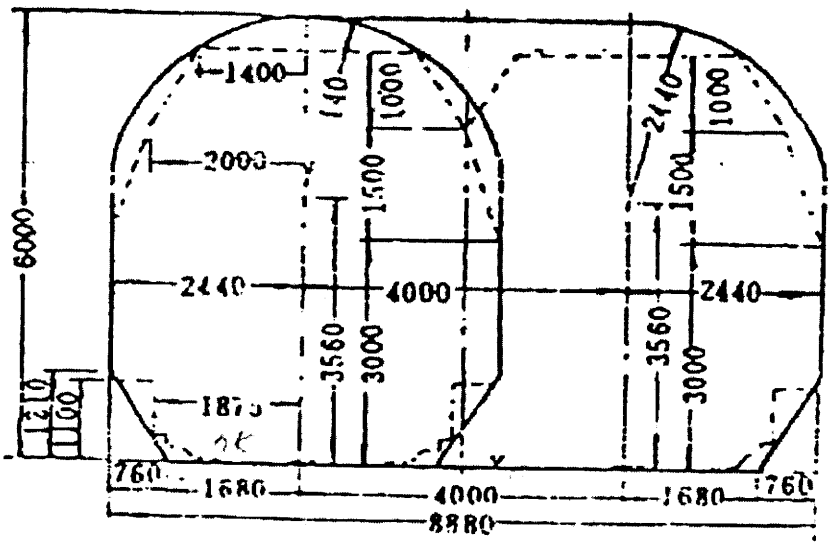


Fig. 3.83. 중국의 건축한계도 (교량부, 증기 및 디젤 동력 구간).

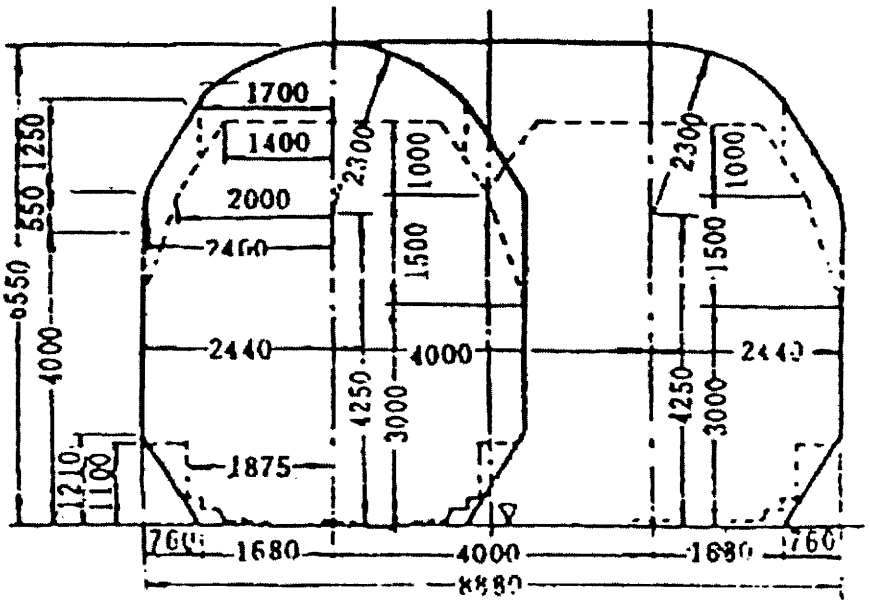
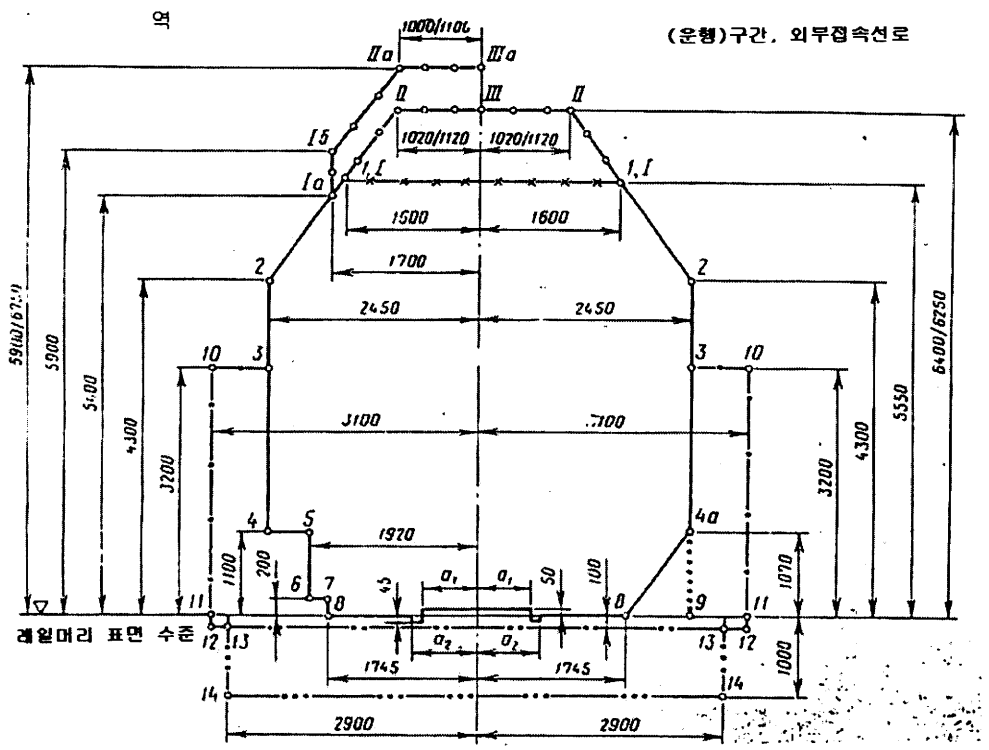


Fig. 3.84. 중국의 건축한계도 (교량부, 전기 동력 구간).

외장 C



교량 경간 구조물, 터널, 갱도, 플랫폼, 건널목 바닥판, 기관차 신호기 인덕터, 전철기 설비 그리고 그와 연관된 중앙집중식 신호, 폐색 설비, 역내 선로들 사이에 배치된 설비들의 접근선

해당 철도 구간 전체 전철화 시에 전철화가 적용되지 않는 선로상에 배치되는 경우 제외한, 새로 건설되는 모든 시설, 설비의 접근선
; 그 중 동차의 기술적 정차가 예상되지 않는 정거장내 선로들과 구간들(기술설비 범위 내)*을 위한 I–II–III
;그리고 정거장의 기타 선로들을 위한 Ia–Ib–IIa–IIIa
분수로 표시된 숫자의 의미: 분자 – 지지케이블을 갖춘 전차선, 분모 – 지지케이블이 없는 전차선

해당 철도 구간의 전철화시에도 전철화가 적용되지 않는 선로들을 위한 장비, 설비들의 접근선

폐색구간과 정거장의 가장자리 선로 외측, 그리고 정거장 내 개별 선로들 옆에 위치한 (교량 경간 구조물, 터널, 갱도, 플랫폼 구성요소를 제외한) 건물, 장비, 설비들의 접근선

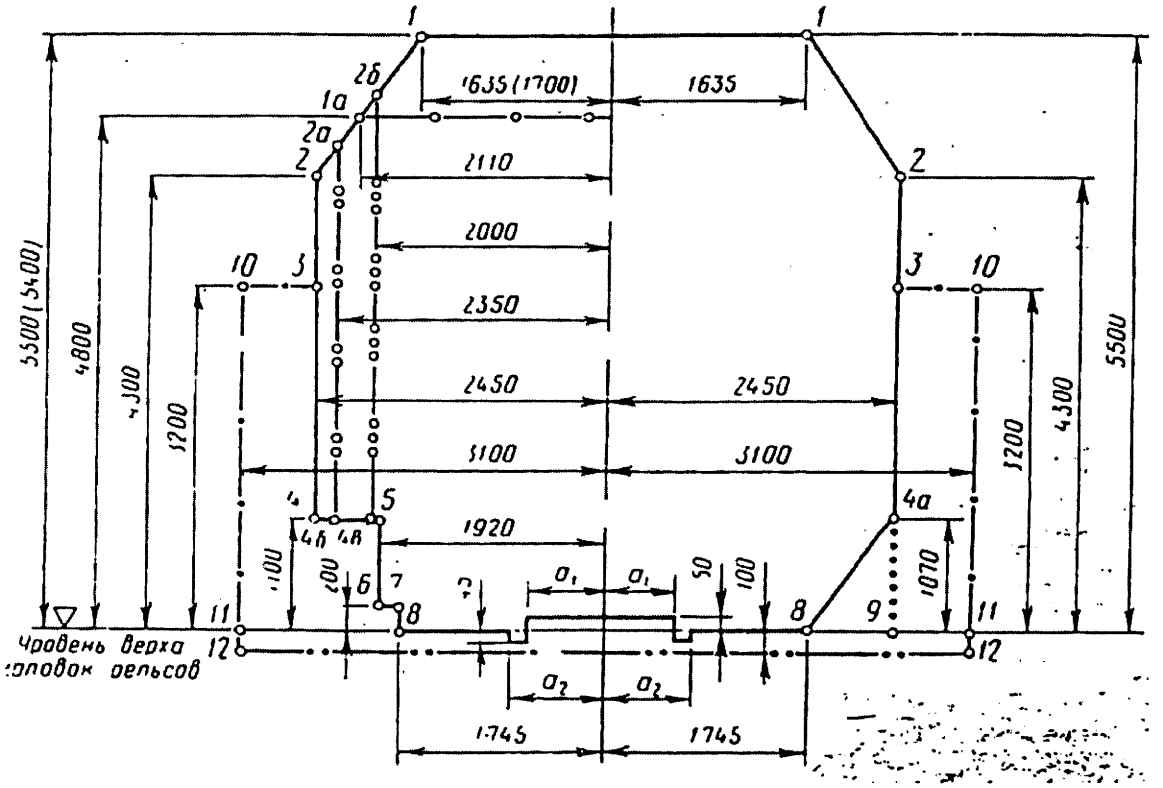
폐색구간과 정거장 내 선로 유효길이 범위 내에서 다음을 제외한 그 어떤 설비도 그 이상 올라가지 말아야 할 선: 기술 설비, 육교 바닥판, 기관차 신호기 인덕터, 그리고 전철기 설비와 그 범위 내의 중앙집중식 자동 신호 폐색 장치

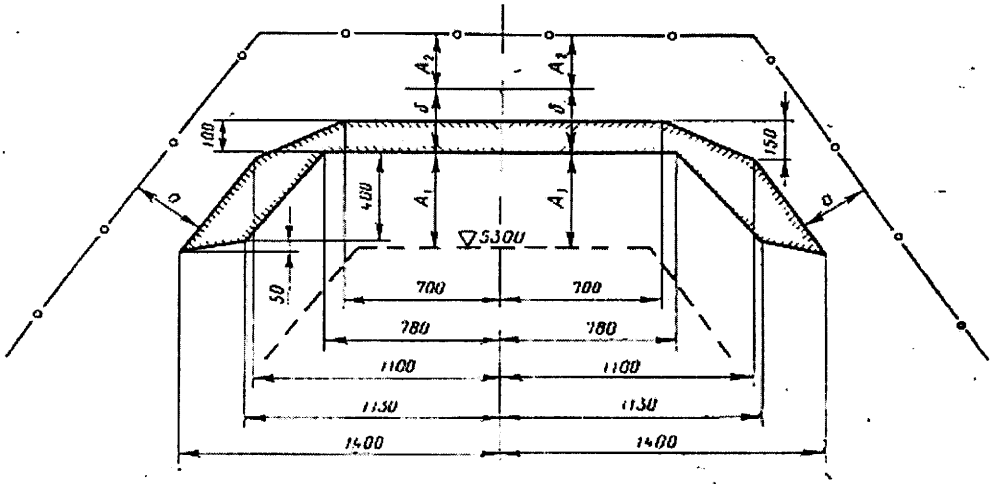
폐색구간과 정거장 내의 선로 설비와 관련되지 않는 건물 기초와 지하 케이블, 파이프라인 등의 지주 접근선 (신호 및 전송 포인트가 위치한 지점의 기술 장비, 중앙집중식 자동 신호 폐색 설비 제외)

터널, 교량의 난간, 육교 및 기타 기술 설비들의 구성 요소들의 접근선

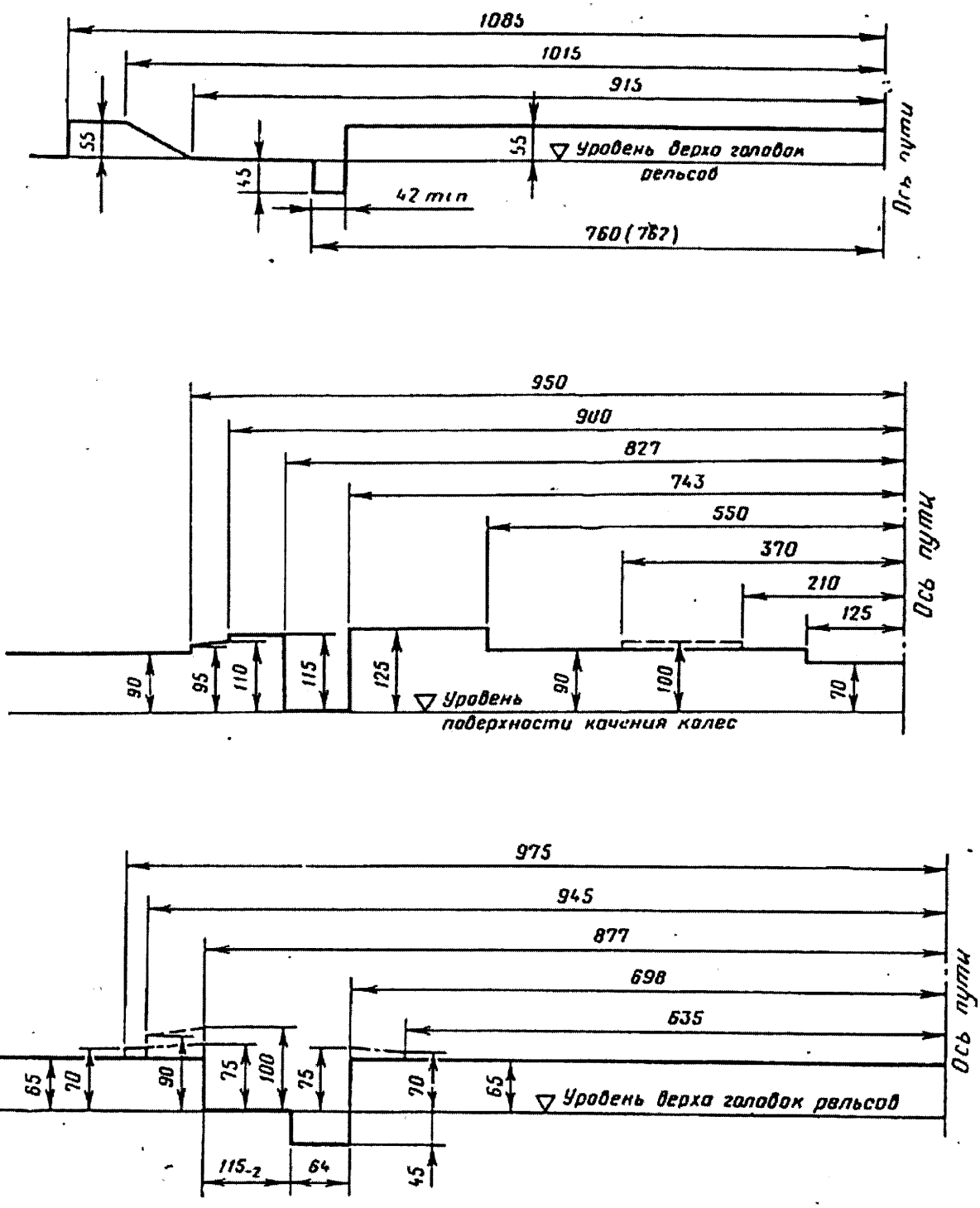
*본 표준에서 선로가 분지(역, 대피선, 추월 지점)되는 분기점에는 "정거장" 이라는 일반적인 용어가 사용되며, 기술설비라고 함은 교량 (보행자용 포함), 구름다리, 수로교, 육교, 구릉다리, 터널, 지

지벽, 갱도 및 기타 붕괴를 막기 위한 시설을 의미한다. 단, 분기점과 기술설비를 구체적으로 명시할 필요가 있는 경우는 예외로 한다.

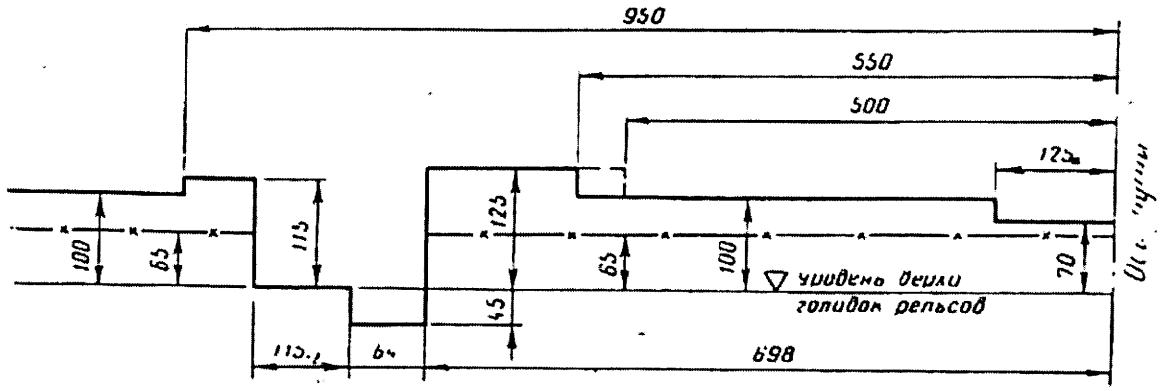




—— o ——верхнее очертание габарита приближения строений;
— — — — верхнее очертание габарита подвижного состава;
——— контур, соответствующий положениям токоприемника при его смещениях по высоте и стороны.



— — — — линия приближения только замедлителей типа КВ;
——·——линия приближения только замедлителей типа 50.



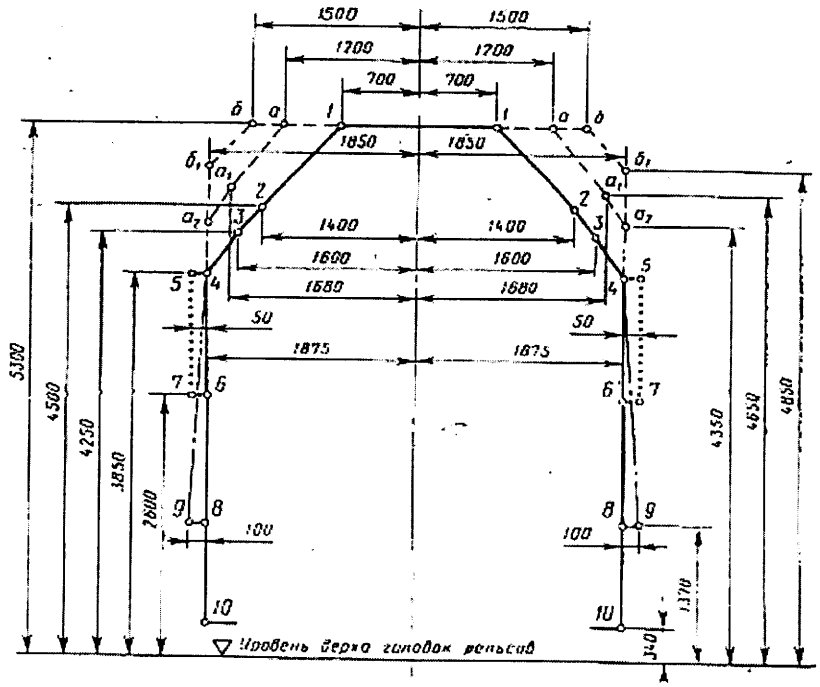
———— очертание, за пределы которого не должна выступать ни одна из частей под вагонного толкателя и других устройств для надвига вагонов в нерабоче положении при установке их на путях, по которым разрешается пропус только грузовых вагонов;

—— x —— то же, при установке на путях, по которым возможен пропуск любого под вижного состава;

— — — — очертание, допускаемое для находящихся в нерабочем положении подва гонных толкателей и других устройств для надвига вагонов, построенны до 1 января 1974 г.

Габарит Т

Верхнее очертание габарита

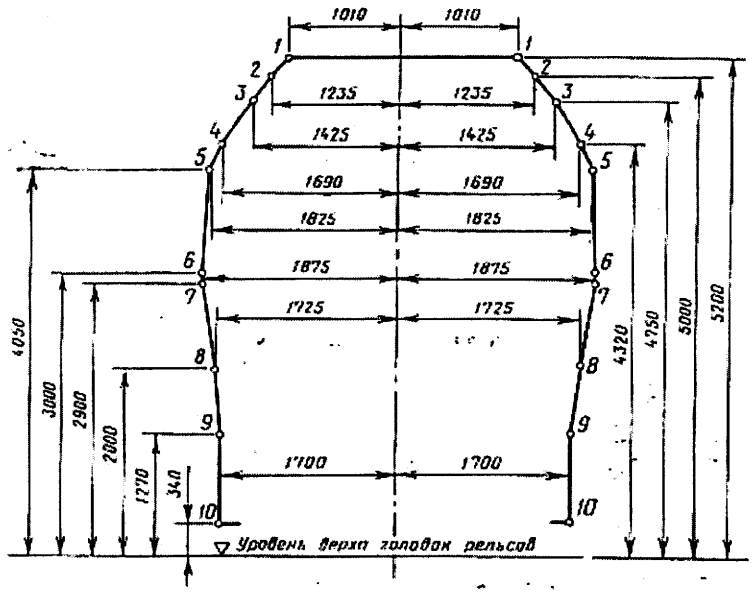


- - - - - - только для сигнальных устройств;

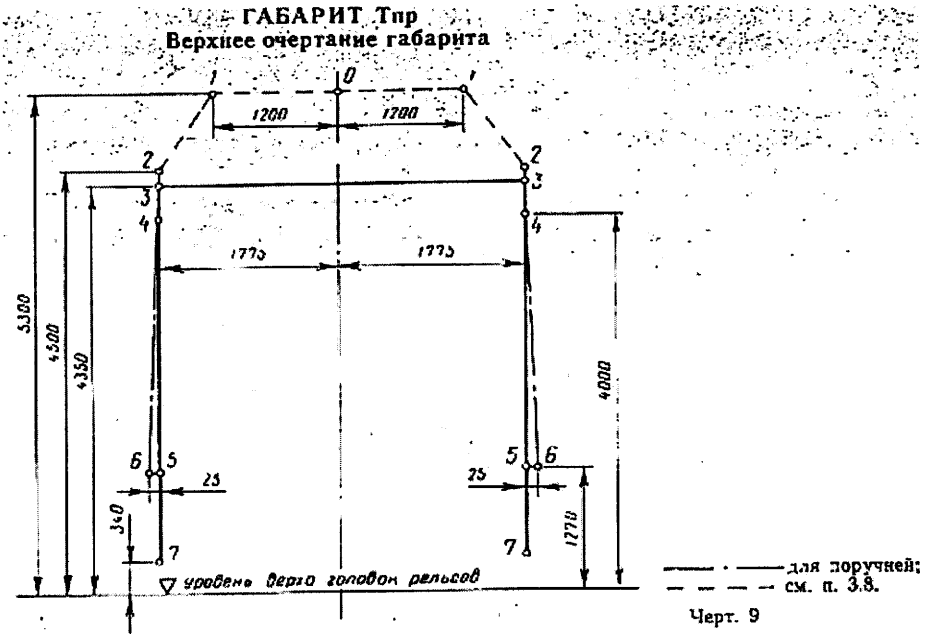
———— для выступающих частей: поручней, подлокотников, козырьков для стока воды, парапетов и др. В открытом положении парапеты должны вписываться в очертание для сигнальных устройств;

— — — — см. п. 3.8

ГАБАРИТ Тц
Верхнее очертание габарита



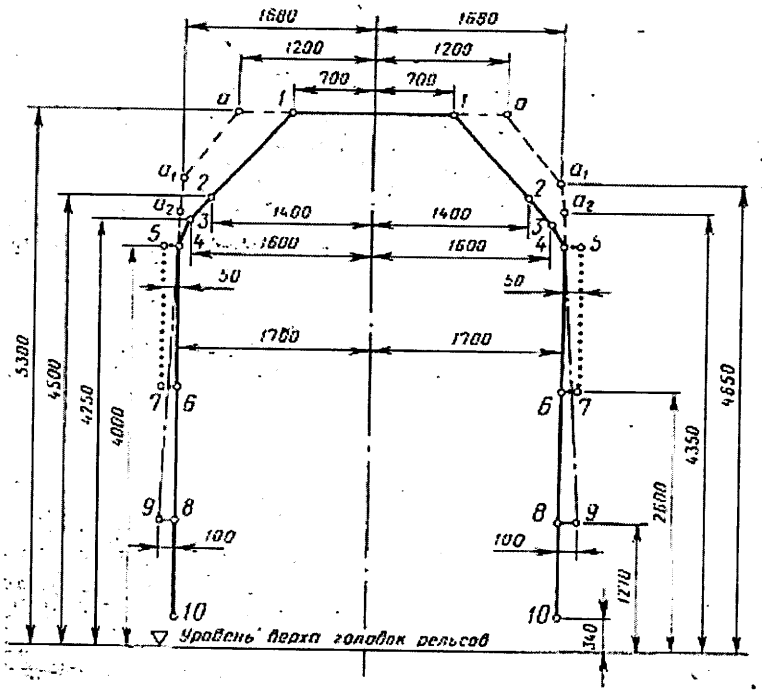
ГАБАРИТ Тпр
Верхнее очертание габарита



Черт. 9

ГАБАРИТ 1-Т

Верхнее очертание габарита

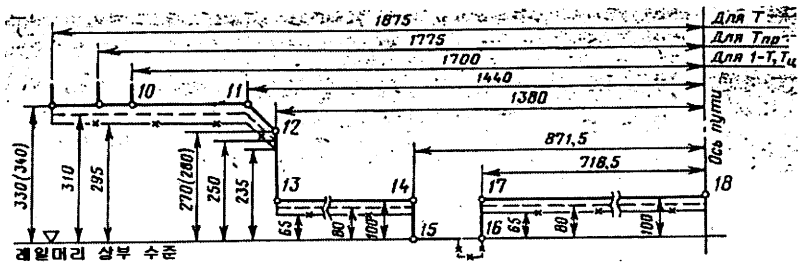


. . . только для сигнальных устройств;

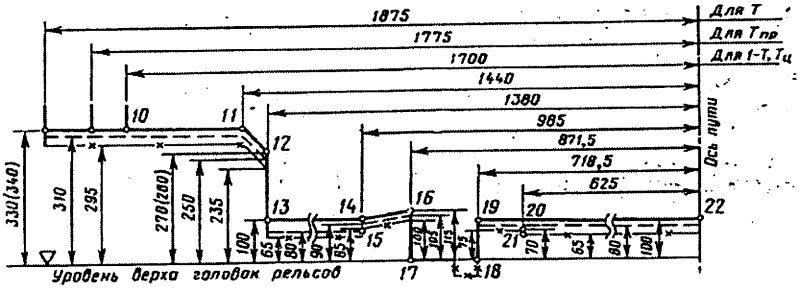
——— для выступающих частей: поручней, подложотников, козырьков для стока воды, парапетов и др. В открытом положении парапеты должны вписываться в очертание для сигнальных устройств;

— — см. п. 3.8.

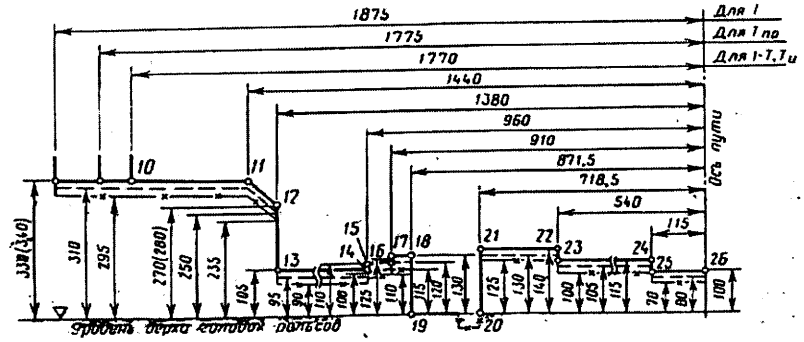
a) 화차 제동 설비가 설치된 조차언덕을 제외하고, 구 소련의 궤간 1520 (1524)mm의 모든 철도선을 지나는 동차들에 대하여



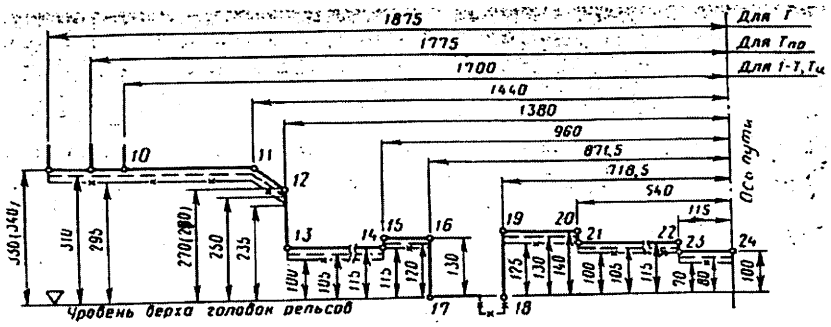
b) 화차 제동 설비가 가동 상태인 조차언덕의 선로를 포함하여, 구 소련의 궤간 1520 (1524)mm의 모든 철도선을 지나는 동차들에 대하여



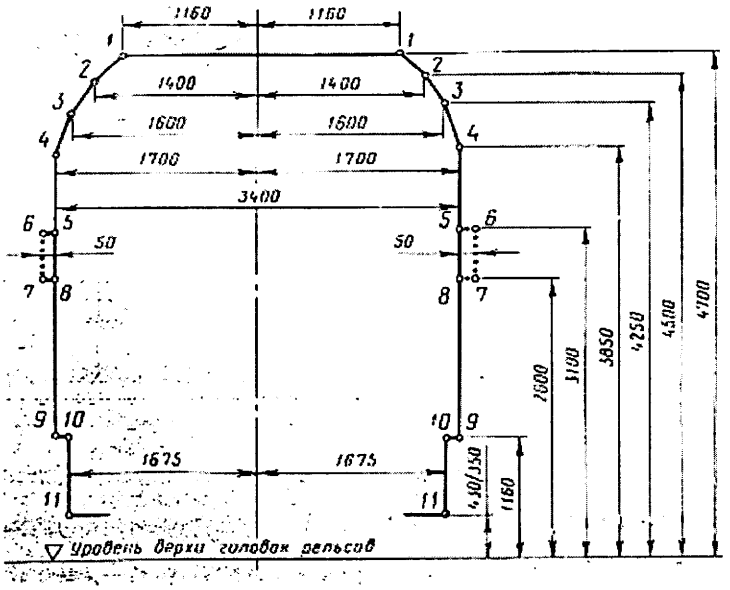
c) 가동상태와 무관하게 화차 제동 설비가 설치된 조차언덕의 선로를 포함하여, 구 소련의 궤간 1520 (1524)mm의 모든 철도선을 지나는 동차들에 대하여



d) 가동상태와 무관하게 화차 제동 설비가 설치된 조차언덕의 선로와 화차를 끌어올리는 설비가 설치된 선로를 포함하여, 구 소련의 궤간 1520 (1524)mm의 모든 철도선을 지나는 동차들에 대하여



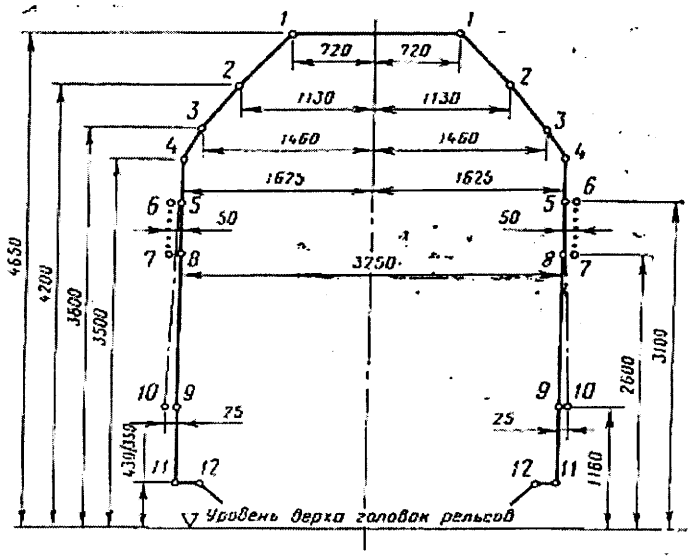
ГАБАРИТ 1-ВМ
Верхнее очертание габарита



. . . . только для сигнальных устройств.

Черт. 12

ГАБАРИТ 0-ВМ
Верхнее очертание габарита

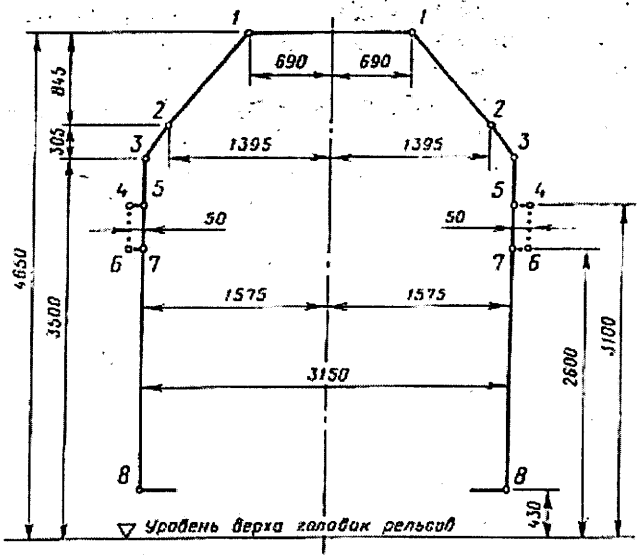


. . . . . только для сигнальных устройств;

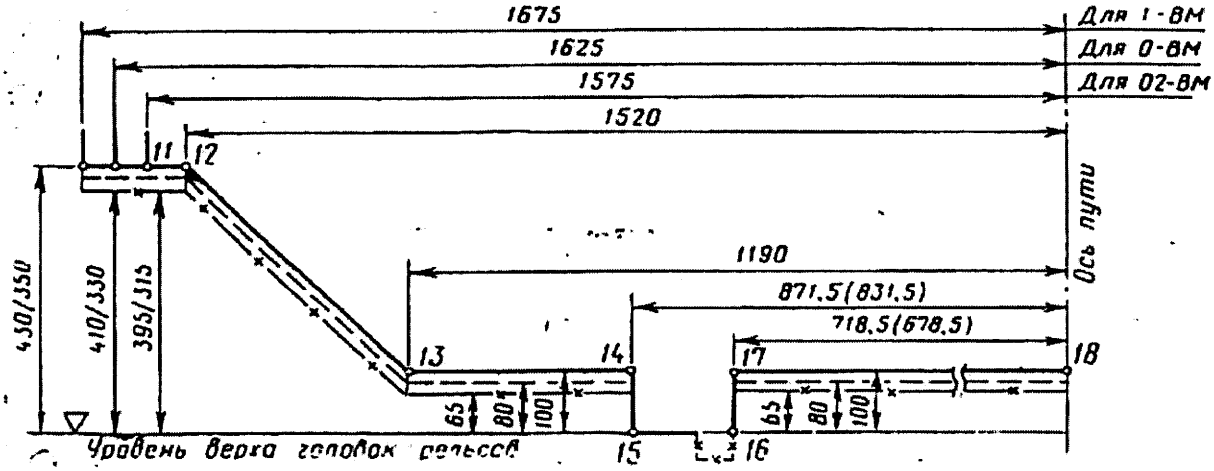
——·——уширение габарита, допускаемое только для вагонов, построенных до 1960 г.

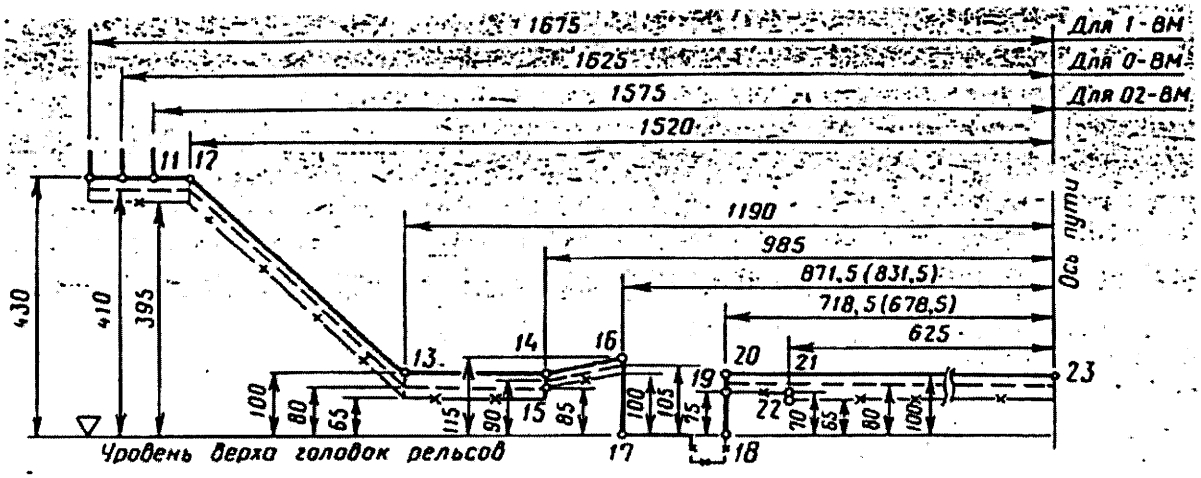
ГАБАРИТ 02-ВМ

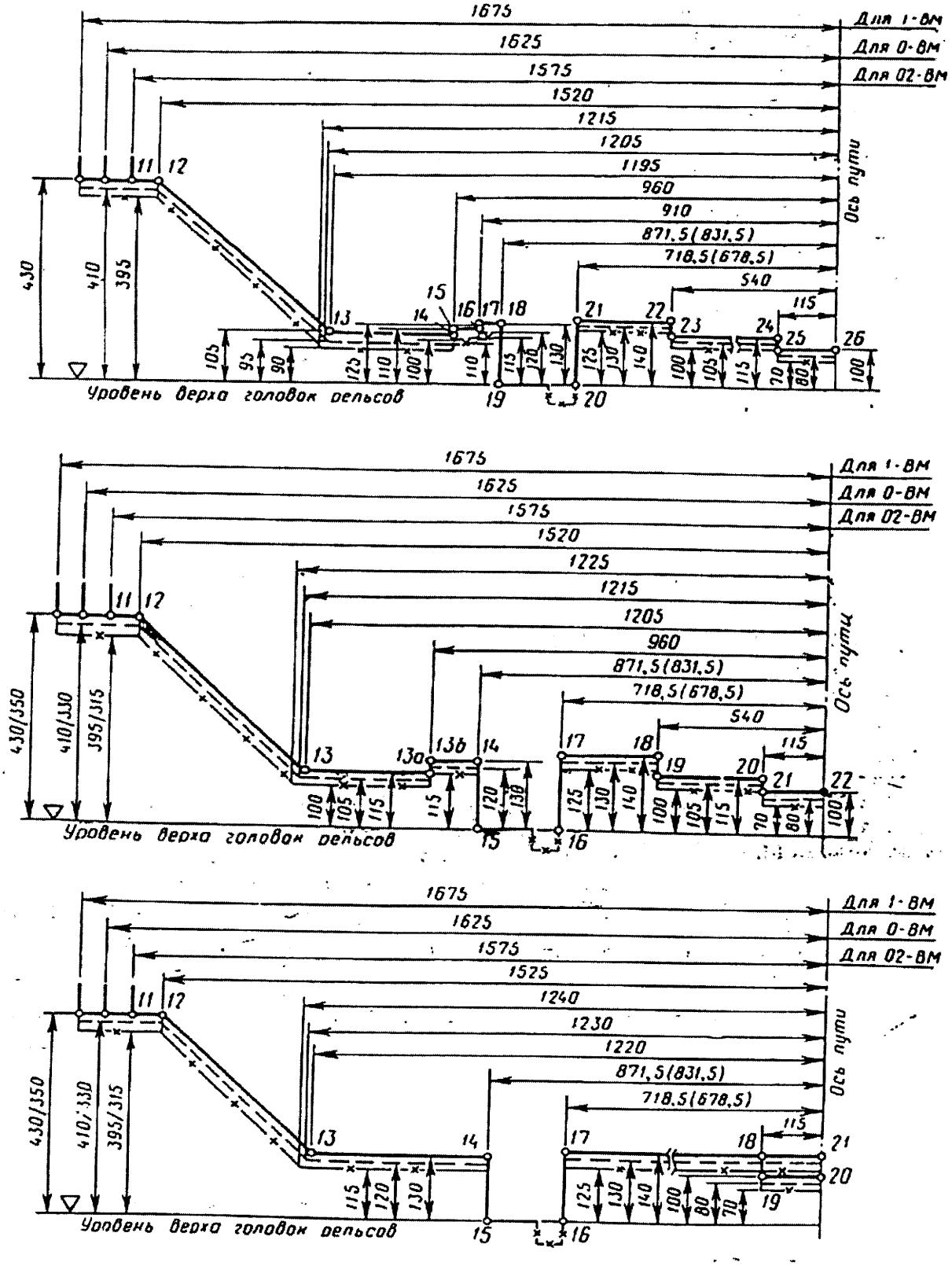
Верхнее очертание габарита



• • • • • • только для сигнальных устройств.







———— для обрессоренных частей кузова;
— — — — для частей, укрепленных на обрессоренной раме тележки;
——— x ——— для необрессоренных частей.

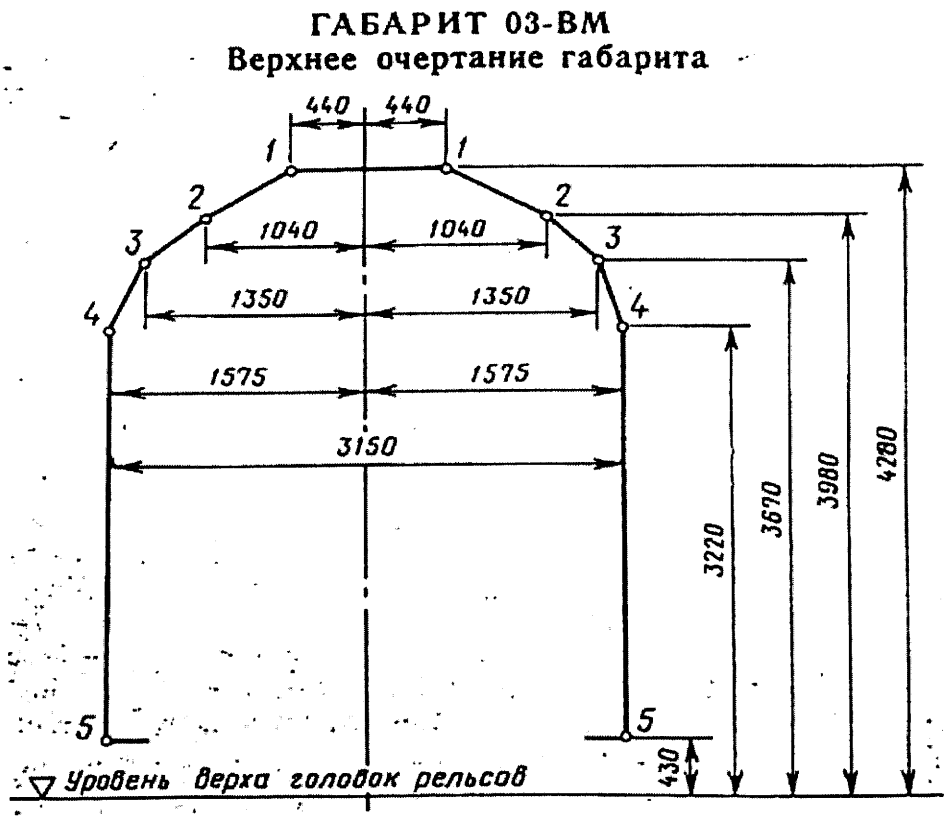


Fig. 3.85. 러시아의 건축한계도.

핀란드는 주로 1524mm의 광궤를 주로 사용하지만 Turku, Uusikaupunki, Hanko line에서는 1435mm의 표준궤를 사용한다.

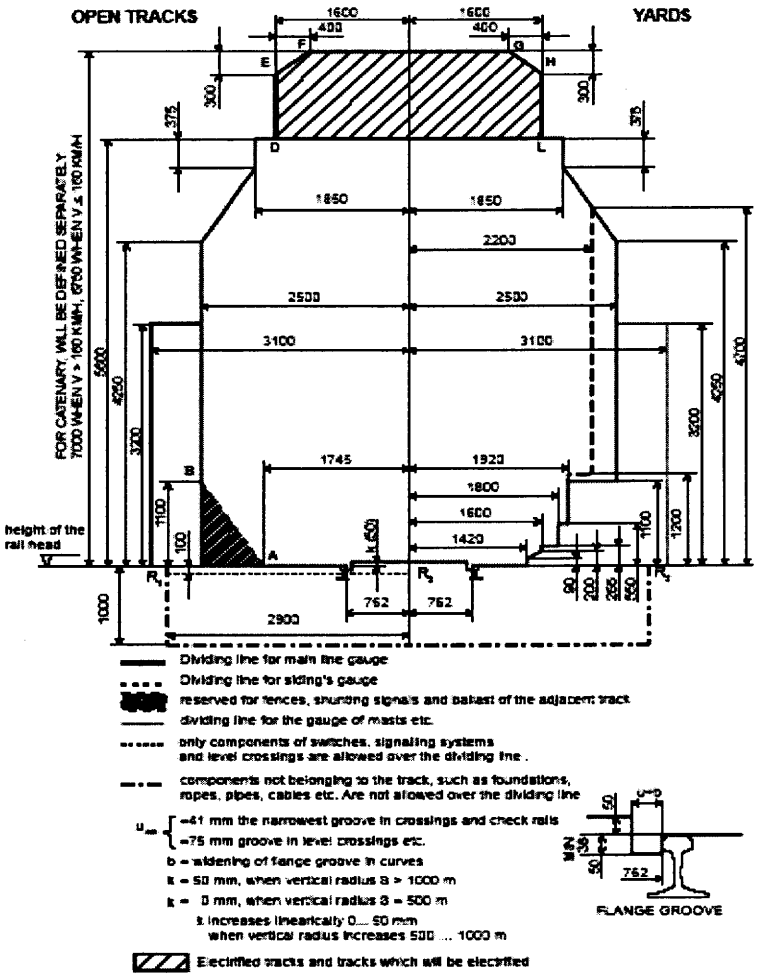


Fig. 3.86. 핀란드의 건축한계도.

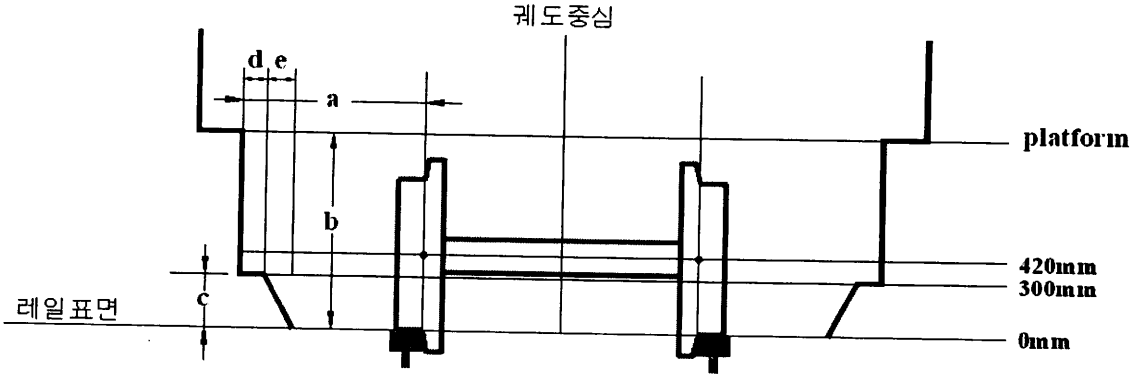
Table 3.7. 핀란드의 열차와 인프라 사이의 간격에 대한 등급표
(참고문헌: RT/CE/S/036 Management of Gauging and Clearances)

간격	간격 종류	값 (mm)		
		201.1 km/h 까지	209.2 ~ 225.3 km/h	225.3 km/h 이상
차량과 인프라 (열차 플랫폼 포함)	Normal	4500-200	4500-200	4500-570
	Reduced	199-100	199-100	450-570
	Special Reduced	<100	Not available	569-300
차량과 지나는 차량	Normal	4500-200	4500-200	4500-1210 (Note 1)
	Reduced	199-100	199-100	(Note 2)
	Special Reduced	<100	Not available	Not available

Notes
1. Lower limiting value may be reduced to 910mm when all trains are designed for high speed running
2. Reduced clearances for trains designed for running above 225.3 km/h may be available following an assessment.

4.3.2. 궤간가변장치 관점에서 차륜 주위 확장 가능한 공간

궤간가변 윤축이 장착되었을 때 차륜의 직경을 고려해야 하는데, UIC 510-4 규정에 의하여 궤간가변 차륜의 직경은 840mm~1000mm이어야 하고 이 경우 차륜축의 중심 높이는 레일머리 표면 수준에서 420mm~500mm 사이가 될 것이다. 결국 남한, 북한, 중국, 러시아 국가별로 정리하면 다음과 같다.



1) 한국(궤간; 1435mm)

	a	b	c	d	e
남한	957.5	1150	300	125	150
북한	957.5	1100	300	125	150

2) 중국(궤간; 1435mm)

	a	b	c	d	e
Straight Line	-	1120	350	150	325
Rolling stock	-	1250	350	150	160
Tunnel (steam and diesel traction section)	-	1100	-	-	-
Tunnel (electric traction section)	-	1100	-	-	-
Bridge (steam and diesel traction section)	-	1100	-	195	-
Bridge (electric traction section)	-	1100	-	195	-

3) 러시아(궤간; 1524, 1520mm)

	a	b	c	d	e
최대윤곽 C	1160(궤간:1520mm) 1158(궤간:1524mm)	1100	200	175	0
최대윤곽 C_{II}	1160(궤간:1520mm) 1158(궤간:1524mm)	1100	200	175	0
최대윤곽 1-CM		1120	380	125	325

제 5 절 대륙운행을 위한 내한 소재 검토

5.1 저온 서비스에 이용되는 철강 소재 일반 사항

본 궤간가변 차량이 투입될 수 있는 지역인 시베리아에서 운행이 가능하기 위해서는 -60℃에 이르는 극한 환경에서도 구조적인 성능을 유지하는 소재가 이용되어야 한다. 본 절에서는 궤간가변 장치 부품들과 대차의 각 부품들을 대상으로 저온 서비스에 적합한 철강 소재에 대하여 살펴보았다.

저온 서비스를 위한 탄소와 합금의 등급은 -45℃나 그 이하의 온도에서 버텨야하는 구조물들에 필요한 강도 (strength), 연성 (ductility), 인성 (toughness)에 따라 나뉜다. 수많은 강철들이 저온 (약 -100℃)에서 사용되기 위해 특별하게 설계되기 때문에 적당한 재료를 선정하기 위해서는 적용되는 상황에 대한 이해와 강철의 각 등급이 제공해주는 기계적 특성에 대한 지식이 필요하다.

낮은 온도에서 금속의 성격은 결정구조에 의해 어느 정도 특징지어진다. 철, 몰리브덴, 바나듐 및 크롬과 같은 체심입방격자 금속들은 항복 강도와 인장 강도가 온도에 의해 결정된다. 이런 금속들은 실온 이하의 낮은 온도 지역에서는 연성이 손실됨을 보여준다. 내심입방격자 금속들 (알루미늄, 구리, 니켈 및 오스테나이트계 스테인리스강)의 인장 강도는 항복 강도에 비해 온도의 영향을 훨씬 많이 받는데, 온도가 낮아질수록 연성이 증가하는 경향이 있다.

실온에서는 보통 안정적이나 극저온에서는 불안정적인 합금 내에서 발생하는 변화는 금속의 거동을 상당히 바꿔놓을 수가 있다. 예를 들어 소성 변형과 극저온의 결합은 보통의 유연하고 질긴 301, 302, 304, 321과 같은 스테인리스 스틸을 부분적으로 bcc 구조로 변형시켜서 유연성과 내구성이 좋지 않게 된다. 완전히 안정적인 스테인리스 스틸 310은 저온에서 변화되지 않는다.

300시리즈의 강철들은 초저온에서 사용될 수 있도록 내구성과 용접성 모두 뛰어나다. 풀림공정을 거쳤을 경우 300시리즈 강철의 강성은 중장비에는 적당하지만 경량 구조물에는 적합하지 않다. 우주항공분야에서는 합금의 strain-hardening 특성을 이용하여 냉간 가공한 상태로 이용될 수 있다. 냉간 가공된 재료의 주된 단점은 용접공정 동안 풀림에 의해 낮아진 용접 이음 효율성과 극저온에 노출이 되는 동안 발생된 마텐자이트 (martensite)로의 변이 (transform)이다. 완전히 안정적인 수준의 310타입은 변이 문제를 겪지 않는다. 침전 강화 A286 스테인리스는 에이징 (aging) 전에 냉간 가공되면 훨씬 높은 강도를 갖게 된다.

극저온 서비스를 위해 추천되는 유일한 합금 스틸은 9% 니켈 스틸이다. 이것은 -195℃ 까지 내려가도 충분하고 운송과 극저온 저장고로 사용이 된다. 이는 제조하기 쉽고 저렴하기 때문이다. 다른 합금 스틸들은 저온 범위에서의 서비스에 적합하다. 스틸 A201과 T-1은 -45℃까지 가능하며 2.25% 니켈 스틸은 -59℃까지, 3.5% 니켈

스틸은 -101℃까지 가능하다. 26℃에서 오스테나이틱 스테인리스 스틸은 타입 304 스테인리스보다 172MPa 더 강한 인장 및 항복 강도를 지닌다. -100℃에서는 인장 및 항복 강도가 타입 304보다 인장 강도 면에서 550 MPa, 항복 강도 면에서 276 MPa 만큼 초과한다

저온환경에서 사용되는 시스템이나 장치의 설계 시에는 notch 인성 특성이 매우 중요하다. 이것은 부품의 파손이 일반적으로 notch 또는 응력 집중에 의해 파손되기 때문이다. 따라서 시험은 흔히 대상 금속이 에너지를 흡수하는 능력을 측정하고 국부 응력집중에서 파손되지 않도록 견디는 정도를 나타내게 된다. 금속의 피로한계 또한 고려해야 하는 인자이다. 저온에서 시스템은 흔히 동적인 하중을 받는다. 그밖에도 열전도율과 열팽창에 관련한 것도 고려될 수 있다.

탄소강은 합금강보다 용접이 더 용이하며, 인성이 더 좋고, 높은 강도와 낮은 열전도율을 가지고 있다. 탄소강 중 널리 쓰이는 A516은, 인장 강도가 379 MPa에서 586 MPa에 이다. A516의 가장 큰 장점은 저렴하다는 것이다.

A516과 비교했을 때 A442는 두께 25.4mm보다 얇은 판에선 더 높은 탄소와 망간 함유량을 가지고 있고 그 이상의 두께에선 망간 함유량이 낮아진다. 그러나 A516의 55와 60 등급들은 A442의 이 점을 본떠 만들었다. 이들은 A442에 비해 탄소함유량이 적어서 제작이 더 용이하다.

탄소강 A537 A등급과 B등급은 좋은 notch 인성과 높은 강도를 가지고 있다. 이들은 A516보다 인장 강도와 충격 인성을 좋게 하기 위하여 normalizing, quenching, tempering을 할 수 있다. 다음 표에 저온용 ASTM 탄소강들의 기술적 사항을 나타내었다.

Table 3.8. 저온용 탄소강의 주요 사양.

Designation	Lowest usual Service Temperature (℃)	Min Yield Strength (MPa)	Tensile Strength (MPa)	Min Elongation, LO= 50mm (%)	Uses
A442 Gr. 55	-45	221	379-448	26	용접 압력용기, 저장 탱크, 냉장용기, 운송 장치
A442 Gr. 60	-45	221	414-496	23	
A516 Gr. 55	-45	207	379-448	27	
A516 Gr. 60	-45	221	414-496	25	
A516 Gr. 65	-45	241	448-531	23	
A516 Gr. 70	-45	262	483-586	21	
A517 Gr. F	-45	690	792-931	16	높은 부하를 받는 저장용기
A537 Gr. A	-60	345	483-620	22	근해 석유탐사선, 저장고, 지상 이동수단
A537 Gr. B	-60	414	551-690	22	
A203 Gr. A	-60	255	448-531	23	액화가스 수송관, 저장 용기, 저장고
A203 Gr. B	-60	276	482-586	21	
A203 Gr. D	-101	255	448-531	23	액화가스, 탄산가스, 아세틸렌, 에탄과 에틸렌의 지상저장고
A203 Gr. E	-101	276	482-586	21	
A533 Gr. 1	-73	345	552-690	18	핵반응로 중 hydrostatic testing을 위해 저온 인성이 요구되는 곳; 화학 물질, 석유 장치
A533 Gr. 2	-73	482	620-793	16	
A533 Gr. 3	-73	569	690-862	16	
A543 Gr. 1	-107	586	724-862	14	대용량 압력 용기용으로 높은 notch 인성을 가지는 재료 후보군
A543 Gr. 2	-107	690	793-931	14	

5.2 러시아 철도 차량에 이용되는 소재

본 절에서는 러시아 철도차량에서 이용되는 금속 소재를 파악하였다. 실제로 혹한의 시베리아 지역에서 현재 운행되고 있는 철도차량에서 어떠한 재료가 이용되고 있는가와 그 물성치를 파악하여 참조하게 되면 소재 선정에서 훨씬 수월할 수 있다. 다음 표는 러시아 철도차량에서 이용되고 있는 소재이다.

Table 3.9. 러시아 철도차량에서 쓰이는 금속.

품 목	금속 등급
윤축	
Axle	OsV
Whole rolled wheel	바퀴용 스틸
Axle-box assembly	
Axle-box case for bearing	스틸 15L, 20L
객차용 axle-box case	스틸 25L
Bearing case	스틸 15L, 20L, 25L, 20GL
Axle-box cover	ST3kp, 스틸10kp
Axle-box shell	스틸 15L
객차의 대차(bogie)	
Frame, 스프링 위에 있는 용접된 금속 재(beam)	St3
용접된 주조 금속 재(casting beam)	스틸 25L
중간 서스펜션 (central suspension)	
Bogie suspension, support beam, link, shaft	St5
Crandle suspension	St5, 스틸45
Link	St3
Buffer plate	스틸 25L
Axle 4개가 있는 화차용 대차(bogie)	
Side Frame	스틸 20GL
스프링 위에 있는 beam	스틸 20GFL
대차(bogie)	스틸 20GL
Wedge	스틸 25GL
Slide mechanism case	St3
Elliptical spring clamp	St2, St3
Root sheet of Elliptical spring	스틸 60C2
Elliptical spring tip	St3, St4, 20L, 25L
열차 frame	
Back beam	St3, 09G2, 09G2D, 09G2C,
End Beam	St3,09G2D

Pintle and Intermediate beam, slide mechanism of Frame	St3, 09G2D, 09G2B
Body Central Bearing	15L, 20L
열차의 차체	
화차 차체의 대들보(girder)	09G2D, 09G2BD, 10HNDP
객차 차체의 프레임	09G2, 09G2D, 10HNDP
열차의 헤드 (head)	09G2, 09G2D
열차의 문	09G2, ST3
Unloading hatch cover	09G2D, 10HNDP, ST3
Part of Side Platform	ST3
Parts of Percussion apparatus	
Buffer case, buffer bolt	스틸 15L
Bolt	스틸 35
Plate	ST5
Parts of Autohitch-mechanism	
차체	15GL, 20GL, 20FL
	20GFL, 20G1FL
Lock	20FL, 20GL, 20GFL
Lock Holder	15L, 20L, 20FL
Safety lock	G13FL, 20L
Lock Lifter	20GL, 20FL
Lifter shaft	15L, 20L, 20GL, 20FL
Percussion Socket	20G1FL
Central Beam	ST3
진자 서스펜션(pendulum suspension)	20L, 20GL, 20G1FL
Support Plate	25L
Absorbent apparatus case	30GSL, 20GL
Absorbent apparatus pushing washer	27GL
Thrust plate	20L, STEEL 38HC
Tractive clamp	20GL, 20FL, 20GFL
Brake Parts	
Air Tank	10HNDP, STEEL 15
Brake Cylinder(차체, 덮개)	VST3SP
Fan Trimming	SCh15-32
Cross beam	09G2D, 09g2SD
Drag	09G2D, 09G2SD
Drag suspension, shaft	25L, 20L, 25L
Handbrake Parts	ST3
Tank	
Tank boiler	09G2S
Thermal Protection Jacket	ST3
Tightening jacket	ST3
Pintle beam sheets	09G2S
Slide mechanism	VST3SP
Body central Bearing	20L

컨테이너(Container) Frame, Outside Trimming, Intermediate Post, Door, Roof	ST3

위 표와 관련한 금속 소재의 화학조성은 다음 표를 참조할 수 있다.

Table 3.10. 러시아 금속규격의 화학 조성.

Химический состав сталей

Марка стали	Химический состав, мас. %							
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	V	Другие
09Г2	0,12	0,17...0,37	1,4...1,8	≤0,3	≤0,3	≤0,3		
09Г2Д	0,12	0,17...0,37	1,4...1,8	≤0,3	≤0,3	0,15...0,30		
09Г2С	0,12	0,5...0,8	1,3...1,7	≤0,3	≤0,3	≤0,3		
09Г2СД	0,12	0,5...0,8	1,3...1,7	0,3	0,3	0,15...0,3		
09Г2Б	0,12	0,5...0,8	1,3...1,7	≤0,3	≤0,3	≤0,3		Nb 0,02...0,04
09Г2БД	0,12	0,5...0,8	1,3...1,7	≤0,3	≤0,3	0,15...0,3		
10ХНДП	0,12	0,17...0,37	0,3...0,6	0,5...0,8	0,3...0,6	0,3...0,5		P 0,07...0,12 Al 0,08...0,15
20ГЛ	0,2	0,2...0,4	1,2...1,6					
27ГЛ	0,27	0,2...0,4	1,2...1,6					
20ФЛ	0,2	0,6...0,8	0,3...0,6			≤0,3	0,1...0,2	
20ГФЛ	0,2	0,5...0,8	0,8...1,2				0,1...0,2	
20Г1ФЛ	0,2	0,4...0,6	1,15...1,6			≤0,3	0,1...0,2	
15ГЛ	0,16	0,2...0,4	1,2...1,6					
Ст2	0,09...0,15	0,15...0,3	0,25...0,5	≤0,3	≤0,3	≤0,3		S≤0,05 P≤0,04
Ст3	0,14...0,22	0,15...0,3	0,4...0,65	≤0,3	≤0,3	≤0,3		
Ст3кп	0,14...0,22	≤0,05	0,3...0,6	≤0,3	≤0,3	≤0,3		
Ст4	0,18...0,27	0,15...0,3	0,4...0,7	≤0,3	≤0,3	≤0,3		
Ст5	0,28...0,37	0,15...0,3	0,5...0,8	≤0,3	≤0,3	≤0,3		
ВСт3сп	0,14...0,22	0,15...0,3	0,4...0,65	≤0,3	≤0,3	≤0,3		
10кп	0,07...0,14	≤0,07	0,25...0,5	≤0,15				
15Л	0,12...0,19	0,17...0,37	0,35...0,65	≤0,25				
20Л	0,17...0,24	0,17...0,37	0,35...0,65	≤0,25				
25Л	0,22...0,3	0,17...0,37	0,5...0,8	≤0,25				
35	0,32...0,4	0,17...0,37	0,5...0,8	≤0,25				
45	0,42...0,5	0,17...0,37	0,5...0,8	≤0,25				
30ГСЛ	0,28...0,32	0,6...0,8	1,0...1,3	≤0,3	≤0,3	≤0,3		
38ХС	0,34...0,42	0,6...0,8	0,5...0,8	0,6...0,9				
60С2	0,57...0,65	1,5...2,0	0,6...0,9	≤0,3	≤0,25	≤0,2		
Г13ФЛ	0,9...1,2	0,4...0,9	11,5...14,5	≤0,3	≤0,3	≤0,3	0,1...0,2	

북극 지방이나 냉동장치 용 기계 재료인 강철(steel)은 온도 영하 50 ~ 80도에서 이 강철에 맞는 속성이 유지되어야 한다. 러시아규격 GOST 14892-69 적용 기준에 따라 상기 용도로 쓰일 수 있는 강철은 탄소강철로 만들어진 sheet-grade-structural roll steel (GOST 380-71, GOST 6713-75, GOST 1050-74, GOST 803-66 기준에 따름)과 추가적 열처리 없이 저합금강(GOST 19281-73, GOST 1982-73, GOST 5520-69 기준에 따름)이 된다. 합금강은 GOST 14892-69에 따라 T/O(열간처리)를 한 후에 사용된다. 상기 기준에는 pipe, 스틸 주조물, 용접구조물 제조 그리고 그것을 제조하는데 쓰이는 전극(electrode)에 대한 소개가 들어 있다.

저탄소 스틸(Low Carbon Steel)은 제일 보편적으로 쓰이고 있는데 (탄소함유가 많을수록 냉 취성 (cold brittleness)이 증가되고 용접성이 떨어짐), 특별한 열간가공

없이 최소 작동 온도는 -20°이다. 품질을 향상하는 처리를 할 경우에 허용되는 작동 온도를 -50°까지 낮출 수 있다.

부피가 큰 제품에 대해서는 용접성 저합금강 (09G2C, 14G2AF 등)을 사용한다. (열간가공 없이는 -40℃, 열간가공 해서는 -60℃임). Medium-carbon steel은 45, 40H, 60G, 60S2G (온도: -50℃)이다. 니켈강(Nickel steel) (12HN3A, 18H2N4MA)은 열간가공 후에 -196℃까지이다. 니켈성인 OH6과 OH9로 대기압 아래에서 액화가스 보관 및 운반하는 데 이용할 수 있는데 오스테나이트(austenite)보다 두 배 저렴한 편이다.

주조 구조물의 취약점은 GOST 21357-87에 따른 내한성 향상 방안을 통해 개선한다고 한다. 그러한 방안은 다음과 같다.

- 탄소함유량 제한(최대 0.08 ~ 0.2)
- Ni, Mn, Cr과 소량의 첨가물 V, Nb, Ti을 종합적으로 합금하는 것
- S, P(각 0.02까지) 그리고 Pb, Sn, Zn 의 함유량을 줄이는 것
- 주조물을 만들 때 알맹이 분쇄, 유해 혼합물 중화, 비금속이 들어가는 원형의 입자를 얻기 위해서 Ca와 Ba같은 희토류 금속으로 개조하는 것을 사용함.

주조물은 열처리 된다. 보통 정상화(normalization) (그것에 따른 고온 경도(High Temperature Tempering))나 향상(improvement: Water Tempering and High Temperature Tempering)이다. 정상화는 주로 부피가 큰 10t 이상, 두께 200mm 이상인 주조물에 적합하다.

저탄소 주조 스틸 (특히, 08G2DNFL, 12GFL, 20HGSFL)은 용접주조 구조물에 주로 사용된다. 이런 구조의 용접으로 연결되는 부분은 열처리할 필요가 없다.

저온 작업을 위한 비금속 자재는 그에 적합한 저온도에 충분한 점성을 가지고 있어야 한다. T점성 (T점성= T작업 - T50), 여기서는 T작업은 본 자재 작업온도를 말한다. 그 외, 이런 자재들은 용접성이 좋아야 되며 부식에 대한 저항력을 가져야 한다.

구조물을 계산하기 위한 σB, σ0,2 지수는 온도 20℃에서 실험하는 결과에서 뽑는 것이고, δ, Ψ 유연성의 지수와 충돌탄성의 지수는 작업 온도에서 활용한다. 온도 -50℃~-60℃에서 작동되는 구조물에 대해서는 품질 좋은 열간가공 (정상화 및 고온경도) 탄소스틸 및 합금된 스틸을 사용한다. 충돌압력을 받지 않는 부품 冷 취성(cold brittleness)의 지수는 T50 으로 하고, 동적으로 압력을 받는 부품 冷 취성 지수에 대해서는 T90으로 한다. -60℃까지는 Ni(OH2, OH3)의 3.5%까지 함유하는 스틸, -150℃까지는 Ni(OH4, OH6)의 4-6%를 함유한 스틸, -196℃까지는 Ni(OH6, OH9)의 6-9%를 함유하는 스틸을 사용한다. OH9 스틸은 극저온기술(Cryogenic Technology)에서 널리 사용된다.

제 4 장
궤간가변장치 기본설계

제 4 장 궤간가변장치 기본설계

제 1 절 궤간가변장치 개념안 도출

1.1 개념설계 절차

설계 (design)는 그 결과의 신규 정도에 따라서 적응설계 (adaptive design), 개발설계 (development design), 새로운 설계 (new design)으로 구분되는데, 본 과제에서 다루는 궤간가변장치의 설계는 개발설계에 해당한다고 할 수 있다. 궤간가변의 근본적인 개념은 새로운 것이 아니며 특히 차륜-윤축 시스템의 기반을 두고 그 역할 또는 성능을 추가하는 설계에 해당하기 때문이다.

개념설계의 절차를 도식화하면 Fig. 4.1과 같이 표현할 수 있다. 먼저 우리나라의 남북철도 연결 및 대륙철도 연계 시 각국 궤간차이로 발생하는 문제로 인하여 이를 극복하여야 하는 요구조건으로부터 출발한다. 설계 및 목표 설정을 위한 기초 자료 수집을 위하여 해외 기술 동향과 기존 특허 조사 및 분석을 병행해 수행한다. 이 두 작업은 주로 1차년도에 수행이 되었으며 2차년도에는 이 부분에 대한 보완이 이루어졌다. 해외 기술 동향 파악에서는 현재 궤간가변장치를 개발하거나 운영 중인 스페인, 독일, 폴란드, 일본에 대해서 이루어졌고, 특허 관련해서는 US, PCT, EPO, PL, JAP, 한국특허 등 궤간가변 관련 특허 344건에 대해서 조사 및 특허맵 분석을 수행한 결과를 이용하였다. 다음으로 QFD방법 (Quality Function Deployment Method; 품질기능전개법)을 적용하여 개념설계에 활용하였는데, 이것은 크게 설명서 작성과 품질의 집 (house of quality) 작성을 통하여 수행하였다. 우선 개발 대상 장치에 대한 요구 사항들을 정리한 장치 설명서를 작성한다. 이때 필수 요건과 희망 요건 항목들이 정리되며 각 항목들의 중요도를 결정한다. 이러한 제품 속성을 기반으로 장치가 가져야 하는 공학적 특징을 적고 서로 간의 상관관계 정도를 나타낸다. 또한 공학적 특징 간의 관계를 나타낸 후, 경쟁 대상이라고 할 수 있는 기존의 스페인, 독일, 폴란드 장치에 대한 각 항목 점수를 나타낸다. 결국 위의 것들을 바탕으로 설계하고자 하는 본 궤간가변장치의 목표치를 결정하게 된다.

이후 절차는 이루고자 하는 전체 기능을 하부 기능들로 분해한 후 각 하부 기능들에 집중하여 기능별 방안들을 도출한다. 이 부분이 창의성이 가장 많이 요구되는 부분 중에 하나이다. 이러한 작업을 돕기 위해 유사 기능의 주변 장치들 조사와 브레인스토밍과 TRIZ법 등이 이용되어졌다. 도출된 각 기능별 방안들을 나열하여 부품 형태학적 차트 (morphology)를 작성한다. 형태학적 차트로부터 각 기능별 방안들을 조합하여 전체 장치의 개념안이 도출된다. 이와 같이 도출된 몇가지 개념안들을 대상으로 결정메트릭스를 작성하고 평가를 수행한 후에 최종적인 개념안을 내게 된다. 여기서 최종안은 반드시 하나일 필요는 없으며, 실현 가능하며

요구에 적절히 부응하는 2~3개의 개념안도 가능하다.

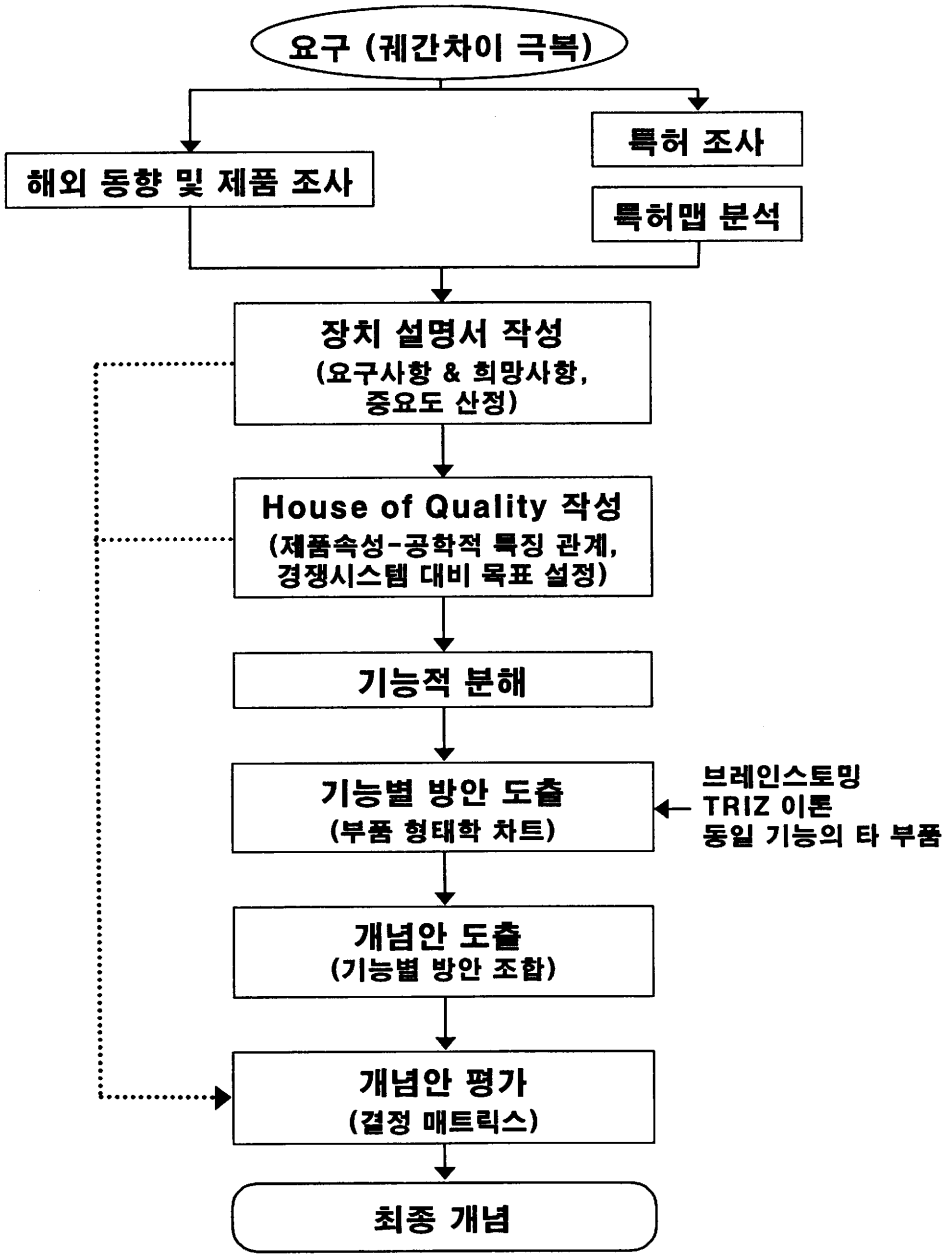


Fig. 4.1. 궤간가변장치의 개념설계 절차.

1.2. 궤간가변장치 설명서 작성

궤간가변장치의 기능적 구조는 궤간변경 및 잠금 이외에도 동북아 네트워크상의 운영에 있어서 다양한 요구사항이 존재한다. 그러한 요구조건들은 처음부터 완전히 명확하지 않을 수 있으며, 경쟁력 있고 성능이 우수한 궤간가변장치를 개발하기 위해서는 그러한 요구조건들과 문제들을 잘 이해하여야 한다.

본 절에서는 성능 요구사양의 방법을 적용하여 궤간가변장치 개발에 있어서 그 설명서 (또는 설계 사양표)를 작성하였다. 설명서에서 D는 필수 사항을 의미하며 W는 희망 사항을 나타낸다. 필수 사항은 본 궤간가변장치가 반드시 갖추어야 하는 기능이다. 다음은 각 항목의 설명이다.

D-1) 1435, 1520mm의 궤간으로 변경되어야 한다

본 장치 목표는 최우선적으로 우리나라의 표준궤 (궤간 1435 mm)와 구소련국가의 광궤 (궤간 1520 mm)에서 운행이 가능하도록 궤간이 변경되어야 한다는 것이다.

D-2) 최고속도120 km/h이며, 축중 20t 운행 가능

본 장치는 화차에 장착될 수 있는 것으로 UIC 기준 (UIC 510-4)과 일반적으로 운행되고 있는 화차의 용량을 고려하여 최고속도 120 km/h, 축중 20t에 적합하여야 한다.

D-3) 온도 -60도 ~ 40도 범위에서 작동 및 운행 가능
D-4) 상대습도 0~100% 범위에서 작동 및 운행 가능

영하 60도에서 영상40도의 온도에서 운행하여야 한다. 러시아를 제외하고 스페인과 일본 등의 궤간가변장치들은 영하 60도의 환경에서 운행이 어렵다. 그러나 본 궤간가변장치는 남북철도를 통과하여 매우 추운 시베리아 지역을 운행하는데 적합해야 한다.

시베리아횡단철도 (TSR) 노선은 전체적으로 월 평균온도는 -44 ~ 21도이며, 변화량 및 일교차를 고려하면 영하 60도에 가까운 운행 환경을 보이는 극한지역이라 할 수 있다. 또한 UIC 기준에서도 유럽 철도망에 운행될 주행장치는 영하 40도에서 영상 40도의 범위에서 운행될 수 있어야 하고, 아시아 철도망의 경우에는 영하 60도부터 영상 40도 온도 범위와 상대습도 0-100% 범위에서 운행할 수 있어야 한다고 규정하고 있다.

D-5) 직경 840-1000 mm의 차륜을 적용가능

차륜에 있어서는 UIC 기준에 따라 그 직경이 840-1000 mm이어야 한다. 참고로 UIC의 권고 기준은 840-920 mm이다.

D-6) 차량한계 또는 다른 장비와 부딪히지 않도록 공간을 차지할 것

차량한계 내에 궤간가변장치 부품들이 모두 위치하여야 하며, 대차 상의 다른 부품들과 부딪히지 않도록 공간을 차지하여야 한다. 이러한 조건은 운행 중에 역사, 교량, 터널 등의 선로 주변 시설물과 간섭으로 부딪히는 것을 막고 대차 구조에 용이하게 장착할 수 있게 한다.

궤간가변장치 설명서에서 희망 사항은 반드시 만족하지 않아도 되나 가능하다면 만족되어야 하는 항목들이다. 즉, 필수 사항을 만족하지 않는 설계 안은 받아들일 수 없으나, 희망 사항을 만족하지 않는 것은 일단은 받아들일 수 있다. 그러나 희망 사항을 많이 만족하는 것이 더 좋은 설계 안이 될 것이다.

W-1) 1668mm의 궤간으로 변경가능

본 궤간가변장치는 일차적으로는 동북아 환경에 적합한 것이다. 이러한 조건이 만족되면 동북아 이외의 철도 궤간으로도 변경이 가능할 경우 (또는 쉽게 변환이 가능한 경우 포함)에는 동북아 지역을 제외한 국가에 해외진출 가능성이 있다. 1435, 1520 mm 이외에 주로 고려할 수 있는 궤간은 스페인, 포르투갈 등의 1668 mm와 일본 기존선의 1067 mm, 인도와 이란의 1676 mm, 또 일부의 1000과 760 mm 등이다.

W-2) 내구성

철도 차량은 장거리 운행에 적합한 특징에 기인하여 그 내구성이 보장되어야 한다. 내구성은 제품의 수명주기와도 관련이 되며 제품의 경제성에도 중요한 영향을 주는 인자이다.

W-3) 경량성

궤간가변장치는 가능하면 가벼울수록 좋다. 궤간가변장치는 그 자체로 대차에 추가적인 중량을 부가한다. 그 추가되는 중량이 클 경우 화차의 적재 가능량이 적어지게 되거나 동력차의 견인력이 더 필요하게 되어 경제성이 저하된다.

W-4) 마찰 부식에 견디는 능력 (특히, 휠 허브와 차축 표면 사이)

차륜과 축 간에는 큰 하중이 집중될 것이다. 따라서 큰 마찰력이 작용하므로 마찰 부식에 잘 견뎌야 한다.

W-5) 물기에 견디는 능력
W-6) 먼지, 이물질 등 오염에 견디는 능력

철도 차량은 외부로 노출되어 대지 위의 철로를 달린다. 따라서 비 또는 눈 속을 달리거나 여러 이물질이 놓일 수 있는 선로 위를 지나게 된다. 이에 대비하여 궤간가변장치 또한 물기에 잘 견뎌야 하고 먼지 등의 이물질에도 영향을 받지 않아야 한다.

W-7) 시각적으로 견고해 보여야 함

성능 면에서는 주요한 문제가 아닐 수도 있다. 그러나 제품에 대한 최근 추세는 그 디자인의 중요성이 커져가고 있다. 장치의 이용자인 철도 관계자에게 장치의 성능에 대한 신뢰성을 주는데 시각적인 모습이 중요할 수 있으며, 국내외 시장에서 다른 장치들 간의 경쟁 시에 시각적으로 견고한 모습은 이점이 될 수 있다.

W-8) 궤간 변환 중 소음이 작도록 함

궤간가변 여객열차가 국경역에서 궤간변경을 수행할 때 큰 소음이 발생할 경우 승객에게 불쾌감 또는 불안감을 줄 수 있으며 궤간변환 시설 주변의 주민들에게 소음피해를 유발시킨다. 특히 야간에 궤간변경이 이루어질 경우에 승객과 주변인들에게 주는 피해의 정도는 더 커질 것이다. 따라서 소음 발생이 가능하면 작은 장치가 더 바람직하다.

W-9) 궤간 변환 중 진동 발생이 작도록 함

소음과 마찬가지로 궤간가변 여객열차가 국경역에서 궤간변경을 수행할 때 큰 진동이 발생할 경우 승객에게 불쾌감 또는 불안감을 줄 수 있다. 일반적인 진동 범위 내에서는 매우 가까운 지역의 주민들을 제외하고는 주변 주민들에게 주는 피해는 없을 것이다. 그러나 과도한 진동이 발생할 경우에 궤간가변장치의 구조적인 문제를 유발할 뿐만 아니라 열차 차량의 다른 부품에도 영향을 줄 수 있다.

W-10) 주행 중 소음이 작도록 함
W-11) 주행 중 진동 발생이 작도록 함

궤간가변장치는 대차의 부품으로 구성되어진다. 따라서 레일로부터의 작용력에 의한 진동이 차체로 전달되는 것을 감쇄시키고 안정된 주행이 가능하도록 하는 대차 본연의 역할을 저해해서는 안 된다. 즉, 궤간가변장치가 추가됨으로 인하여 더 큰 소음이나 진동이 발생되지 않도록 함이 당연하다.

W-12) 궤간 변환 시설 통과 속도가 30 km/h 이상 가능

일반적인 기존의 궤간가변 열차는 궤간 변경 시설을 약 10~15 km/h의 속도로 통과하면서 궤간 변경을 시행한다. 폴란드 SUW2000과 스페인 CAF사의 BRAVA형 궤간가변 시스템은 약 30 km/h의 속도로 궤간 변경을 할 수 있다. 궤간변환이 10 km/h 이하의 속도로 이루어진다 하여도 실제로는 국경역에서의 화물 및 여객의 정체 현상을 크게 저감할 수 있으며 궤간 변경 시설에서 정체가 발생하지는 않을 것이다. 그러나 궤간 변경 시설의 통과 속도를 더 크게 할 수 있는 시스템이라면 그 궤간 가변 장치 및 설비가 동특성 면에서 더욱 안정되어 있음을 의미하기도 한다. 또한 통과 속도를 키우는 데에는 구조적인 특성 등 다른 특성들도 뒷받침되어야 하므로 허용 통과 속도가 큰 시스템이 일반적으로 신뢰성이 더 높다고 여겨진다.

W-13) 궤간가변 윤축에 윤활유 급유가 불필요하도록 함
W-14) 궤간가변 지상설비에 윤활유 급유가 불필요하도록 함

기존의 대차에 궤간가변장치가 추가되었을 때 가급적이면 유지보수에 드는 노력이 적을수록 경제성 측면에서 좋다. 따라서 궤간가변장치의 기계적인 작동부에 윤활유 급유 횟수도 가급적 줄여야 한다. 기존의 스페인 Talgo사의 궤간가변 지상설비는 변환 도중 차량의 하중을 지지할 때 그 미끄럼 접촉면에 물 또는 오일 등을 도포하여 윤활하여야 한다. 이 때 추가적인 윤활유 급유 시스템이 필요하거나 인력이 필요하게 되어 효율성을 저하시킨다. 따라서 윤활유 급유가 불필요한 궤간가변장치가 더 바람직하다.

W-15) 주행장치 부분의 중량은 낮게 되도록 함

궤간가변장치는 차륜 및 윤축에 부가되는 시스템으로 주행 장치를 형성한다. 이 때 추가되는 중량의 위치가 높게 되면 주행 시 안정적이지 않게 되며 특히 곡선부 통과 성능이 저하된다. 따라서 가급적 중량을 낮게 하면 좋다. 그러나 과도하게 낮

아서 주행 중에 선로 위의 시설물 등의 영향을 받으면 안 된다.

W-16) 전기에너지의 공급이 없어도 작동이 가능하도록 함

궤간가변장치는 전기적인 시스템으로도 구성될 수 있다. 여기에는 전동기, 전자석 등의 이용을 들 수 있다. 그러나 직접적인 전기에너지의 공급이 없이 궤간가변장치가 작동되도록 할 경우에 일반적으로 제작 및 설비 등의 비용을 절감할 수 있으며, 유지보수 측면에서도 유리하다. 특히 추운 기후를 지나게 될 경우에 전기시스템의 원활한 작동을 보장하기 위해서 부가적인 장치가 필요하게 될 것이다.

W-17) 최소 부품수

장치의 생산, 조립과 유지보수 측면에서 시스템이 단순하며 부품의 수가 적을수록 유리하다. 현재의 폴란드 SUW2000과 유사한 OGI사의 궤간가변 윤축은 기존 윤축과 부품 수의 차이가 353개로서 제작에 9배의 비용이 더 들며, 유지보수 비용은 10배가 더 높다고 한다. 따라서 경제성 향상을 위하여 가능한 부품의 수가 작도록 설계되어야 할 것이다.

W-18) 낮은 생산 가격

장치의 제작비용이 낮을수록 장치의 경쟁력이 높아진다고 할 수 있다. 앞의 W-17 항목에서 언급한 바와 같이 폴란드 SUW2000의 경우 기존 윤축보다 9배의 제작비용이 더 든다. 더욱 복잡한 일본 궤간가변 시험열차 (3량) 및 궤간변환 지상설비의 경우에 제작, 건설비용이 15억엔 (약 150억원)이 소요되었다고 한다.

W-19) 분해가 용이할 것

궤간가변 열차는 주행 중의 안전성을 보장하기 위해 주기적 또는 비주기적인 검사를 시행하고 필요시 보수를 행한다. 이 때 검사를 하거나 부품의 교환을 위해 장치를 분해할 필요가 생기므로 분해가 용이한 장치가 유리하다.

W-20) 곡선구간 통과 성능이 좋을 것

기존 대차의 성능 조건에서와 같이 곡선구간의 통과 성능이 좋은 것이 좋다. 즉, 곡선 통과 시에 진동이 작아야 하며 탈선 가능성이 낮아야 한다.

W-21) 기존 대차 프레임을 크게 수정하지 않아도 장착가능 할 것

독일과 폴란드의 궤간가변 시스템은 모듈형 윤축 형식으로서 기존의 대차에 기존 윤축 대신 장착이 가능하다. 특히 폴란드 시스템은 기존의 차축까지도 이용할 수 있다. 반면, 스페인 Talgo와 Brava식 시스템. 일본의 시스템은 기존의 대차 시스템을 활용하지 못하며, 해당 모델에 유한하게 적용되어야 하는 구조이다.

W-22) 제동 방식에 무관하게 적용 가능함

일반적인 화차의 제동 시스템은 답면 제동과 디스크 제동이다. 이밖에 기관차 등의 회생 제동 등의 여러 방식에 무관하게 적용 가능하면 좋다.

W-23) 주행 중에 차륜이 차축에 결합되어 함께 회전하는 일체형 방식

W-24) 부품 교환이 가능할 것

장치의 사용에 있어서 고장이 발생한 부품을 교환하지 못하면 고장 발생과 동시에 수명이 다하므로 경제적이지 못하다. 따라서 부품의 교환이 용이할수록 좋다.

W-25) 정적 부하 작용에서 잠금장치의 기능이 보장

궤간가변장치에 하중 등의 일정한 크기의 정적 힘이 작용하더라도 궤간 잠금 장치가 해제되어서는 안 된다.

W-26) 동적 부하 작용에서 잠금장치의 기능이 보장

주행 중에 차륜과 레일 간의 작용력 등의 동적 부하에 의하여 잠금장치가 해제되어서는 안 된다.

W-27) 궤간변경 구간의 길이는 과도하게 크지 않도록 할 것

지상 궤간변경 설비는 궤간가변 방식에 따라 호환되도록 설계되어진다. 이때 주어진 궤간가변장치가 매우 긴 궤간변경 설비를 필요로 할 경우에 더 작은 시설비, 운영비 및 유지비가 소요될 것이다.

W-28) 유지보수 시 주행 장치와 함께 온전히 들어 올려질 수 있어야 함

궤간가변장치 부분이나 다른 부분의 유지보수를 위해 철도 차량은 리프팅 잭 또는 크레인 등으로 들어 올려질 수 있다. 들어 올려질 때 장치가 윤축이나 대차 구

조에서 탈락되어져서는 안 되며 그 위치를 온전히 유지해야 할 것이다.

Table 4.1. 궤간가변장치 개념설계를 위한 장치 설명서.

D 또는 W	설명서	중요도 (1~10)
D	1435, 1520mm의 궤간으로 변경되어야 한다	10
D	축중 20t이하에서 120kph의 속도로 운행 가능	8
D	온도 -60도 ~ 40도 범위에서 작동 및 운행 가능	8
D	상대습도 0~100%범위에서 작동 및 운행 가능	5
D	직경 840-1000 mm의 차륜을 적용가능	8
D	차량한계 또는 다른 장비와 부딪히지 않도록 공간을 차지할 것	10
W	1668mm의 궤간으로 변경가능	2
W	내구성	9
W	경량성	5
W	마찰 부식에 견디는 능력 (특히, 휠 허브와 차축 표면 사이)	8
W	물기에 견디는 능력	8
W	먼지, 이물질 등 오염에 견디는 능력	6
W	시각적으로 견고해 보여야 함	3
W	궤간 변환 중 소음이 작도록 함	3
W	궤간 변환 중 진동 발생이 작도록 함	4
W	주행 중 소음이 작도록 함	3
W	주행 중 진동 발생이 작도록 함	5
W	궤간 변환 시설 통과 속도가 30kph 이상 가능	4
W	궤간가변 윤축에 윤활유 급유가 불필요하도록 한다	6
W	궤간가변 지상설비에 윤활유 급유가 불필요하도록 한다	6
W	주행장치 부분의 중량은 낮게 되도록 함	4
W	전기에너지의 공급이 없어도 작동이 가능하도록 함	4
W	최소 부품수	7
W	낮은 생산 가격	8
W	분해가 용이할 것	5
W	곡선구간 통과 성능이 좋을 것	7
W	기존 대차 프레임을 크게 수정하지 않아도 장착가능 할 것	4
W	제동 방식에 무관하게 적용가능함	6
W	주행 중에 차륜이 차축에 결합되어 함께 회전하는 일체형 방식	8
W	부품 교환이 가능할 것	7
W	정적 부하 작용에서 잠금장치의 기능이 보장	10
W	동적 부하 작용에서 잠금장치의 기능이 보장	10
W	궤간변경 구간의 길이는 과도하게 크지 않도록 할 것	4
W	유지보수 시 주행장치와 함께 온전히 들어 올려질 수 있어야 함	4

각 요구조건의 중요도를 0~10의 범위 내에서 결정하여 위 표에 작성하였다. 일반적인 제품 설계에 있어서 중요도의 결정에는 소비자의 의견 조사를 통하여 이루어진다. 그러나 현재 남북철도 및 대륙철도 연계가 아직 이루어지지 않은 상황이므로

궤간가변장치에 대한 시장이 형성되어 있지 않아 소비자의 의견 조사가 사실상 불가능하다. 따라서 1차년도에 조사된 동북아 철도네트워크 노선 상황 및 지역 상황을 바탕으로 개발자 (참여연구진)가 그 중요도를 산정하여 이용하였다.

1.3. 궤간가변장치 품질의 집 작성

장치 설계를 효율적으로 하기 위하여 앞에서 작성된 장치 설명서의 장치 성능들을 구체화 하는 작업을 수행한다. 이러한 작업은 품질 기능 전개 방법 (Quality Function Deployment method; QFD method)을 이용하였다. QFD방법은 일본에서 개발되어 토요타 자동차는 이를 이용하여 신차 출시가격을 60 % 이상 낮추고, 제품 출시 시간을 33 % 줄였다고 한다. QFD방법은 원하는 제품 대신 원하는 성능으로 구체화하는 것이며, 물리적 구성 요소가 아닌 설계 결과가 얻어야 하는 성능 위주로 풀어 나가게 된다.

그 절차를 살펴보면 먼저 대상 제품을 요구하는 자 (customers) 또는 제품의 설계, 생산 및 조립에 관여하는 자를 파악하게 되는데, 본 과제에서는 설계자의 의견만을 반영할 것이므로 해당인은 설계자로 하였다. 다음으로 성능 요구사항 (제품 속성)을 파악하고 결정하는 것이다. 여기에는 앞의 장치 설명서의 내용을 이용하였다. 이후 성능 요구 인자 또는 제품 속성에 중요도 (weighting factor)를 주게 된다. 이것은 앞에서 언급한 장치 설명서에서 부여된 중요도를 이용하거나 적용되었다. 일반적인 QFD방법에서는 소비자, 제작자, A/S 관련자 등의 의견에 따라 중요도를 부여하지만 본 과제에서는 설계자의 의견만을 이용하여 중요도를 부여하였다. 이상의 절차는 품질의 집에서 맨 왼쪽 컬럼에 해당하는 내용이다.

다음 단계는 현재의 제품 또는 기존 제품에 의해서 현재 수요자가 어떻게 느끼고 있는지를 결정하는 것으로 품질의 집의 맨 오른쪽 컬럼에 해당한다. 기존의 주요 궤간가변장치인 스페인의 Talgo RD 방식, 독일의 RAFIL DBAG-V, 폴란드의 SUW2000, 일본의 RTRI 방식에 대하여 각 장치의 제품속성 만족 정도를 나타내는 점수를 결정하였다. 여기서 점수는 1~5점의 범위에서 부여하였다. 각 점수에 대한 부여 기준은 아래와 같다.

1점: 장치가 요구조건을 전혀 만족하지 않는다
2점: 장치가 요구조건을 약간 만족한다
3점: 장치가 요구조건을 어느 정도 만족한다
4점: 장치가 요구조건을 거의 만족한다
5점: 장치가 요구조건을 완벽히 만족한다

각 항목에 대하여 살펴보기로 하면, 먼저 '긴 수명'에서는 RAFIL과 SUW2000이 대체로 높은 점수를 받았다. 이것은 다른 장치보다 단순한 구조적인 이점

때문이었으며 특히 RTRI 시스템의 경우 전기 부품을 활용하므로 낮은 점수를 얻었다. '저렴한 유지비' 항목에서는 RAFIL과 SUW2000이 3점을 얻었는데, 주로 무보수 슬라이딩 베어링을 이용한 것 때문에 유지보수 비용이 낮아질 수 있는데 기인한다. '적은 수의 부품'에서는 RAFIL이 가장 좋은 점수를 얻었으며 '저렴한 재료비'에서는 RTRI 방식의 경우 시스템이 비교적 복잡하고 전기 부품을 사용하는 것으로 인해 낮은 점수를 부여하였다. '저렴한 보수비용' 항목도 부품의 단순성으로 인해 RAFIL과 SUW2000이 좋은 점수를 받았다. '거슬리지 않는 모양'에서는 Talgo 시스템의 경우에 지상궤간변환 설비가 다소 복잡하며 물 또는 오일이 흘러내리는 등의 미관이 좋지 못한 것으로 인해 비교적 낮은 점수를 주었다. '주행 안정성'에서는 일체형 회전 방식인 RAFIL과 SUW2000이 좋은 점수를 얻었다. '에너지 절약'에서는 Talgo에서 하중지지 레일에 윤활유를 급유하는 시스템으로 인해 낮은 점수를 얻었으며, RTRI 방식에서는 전기적 제어 방식을 이용하는 것으로 인해 낮은 점수를 얻었다. '분해 용이성'에서는 RAFIL과 SUW2000이 좋다고 할 것이며, '확실한 궤간잠금 성능'은 모든 장치가 대체로 좋다. '안전장치'와 관련해서는 RTRI 시스템이 전기 제어 방식을 이용한 궤간 변환 시 모니터링을 수행하므로 2점을 주었다. '기계적 기능의 통합성' 측면은 RAFIL이 여러 기능을 한 부품에 부여한 점에서 높은 점수를 얻었으며 RTRI 장치는 부품 배치의 효율성이 낮은 점이 낮은 점수를 얻었다. '윤활유 급유 최소' 항목에서는 Talgo가 하중지지 레일에 윤활이 필요한 점과 RTRI 장치가 잠금기구부에 윤활이 필요한 구조라는 점이 고려되었다. '경량성'과 '기존윤축에 부피 추가 최소' 부분은 RAFIL과 SUW2000이 강점이었다. 한편 '작은 지상설비 규모'에서는 RAFIL과 SUW2000의 지상 궤간변환 설비가 단지 릴리즈 레일 및 가이드 레일 만이 추가된 매우 간단한 형태이므로 그 추가되는 설비 구조가 작아 좋은 점수를 얻었다. 반면에 Talgo 방식은 지상 궤간변환 설비가 비교적 큰 규모를 가진다. '저렴한 제작비' 부분에서는 Talgo와 RTRI가 제작비가 비교적 높은 점이 고려되었고, '윤축의 설치 용이성'에서는 RAFIL과 SUW2000이 기존 대차에 장착 가능한 점이 높은 점수를 얻었다. 한편 '고장파악 용이성'에서는 Talgo가 잠금 기구를 외부에서 볼 수 있다는 점에서 비교적 높은 점수를 얻었다. '변환시 저진동'과 '변환시 저소음' 부분에서는 하중지지방식이 아니고 하중이 걸린 상태로 강제적으로 궤간 변환을 수행하는 RAFIL과 SUW2000에서 비교적 높은 진동과 소음이 발생하므로 낮은 점수를 부여하였다. 한편 '물기에 견디는 능력'과 '먼지, 이물질 등 오염에 강함' 항목은 크게 우위를 정하기 어렵고, 어느 한 장치가 뛰어나거나 하지 않다.

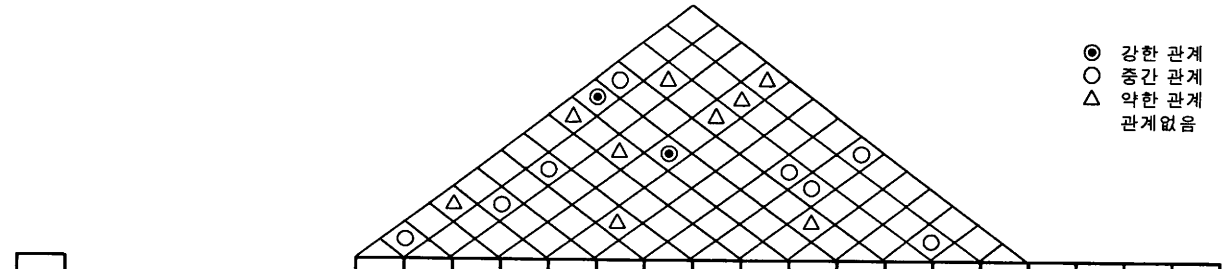
이후 품질의 집 작업은 설계대상에 요구되는 속성을 어떻게 공학적으로 구현하는 가를 나타내는 것이다. 즉, 가급적 측정 가능하고 목적치를 부여할 수 있는 인자들 (parameters)을 이용해서 설계 문제를 다시 재구성하는 것이다. 품질의 집에서는 상단 사각 부분에 들어가는 공학적 특징을 작성함으로써 이루어진다. 또한 바로 아래에는 '개선방향'을 나타내었는데 위방향의 화살표는 증가하거나 커지는 것이 더 향상되고 좋은 인자를 나타내며, 아랫방향 화살표는 감소하거나 작아지는

것이 더 좋은 인자를 의미한다. 작성된 공학적 특징은 부품수, 내구연한, 장치부피 등과 같이 실제로 측량할 수 있는 공학 인지들로 구성하였다.

이제 앞에서 그림의 왼쪽에 작성한 제품속성과 위쪽에 작성한 공학적 특징간의 관계를 정한다. 관계의 정도는 기호를 이용해 중앙부분에 작성하였으며, 강한 관계, 중간 관계, 약한 관계 그리고 관계없음으로 구분하였다. 예를 들어 제품속성의 긴 수명과 부품수의 관계를 지을 때, 부품의 수가 작을 경우 일반적으로 고장 발생율이 작아지므로 수명이 길다고 여겨질 수 있으나, 둘의 관계가 밀접하다고는 할 수 없으므로 중간 관계로 정하였다. 다른 예로 적은 수의 부품과 부품수는 당연 강한 관계라고 할 수 있다. 또 재료의 고강도는 내구연한 증가와 밀접한 관련이 있다고 할 수 있으므로 강한 관계로 정하였다.

다음 순서로서 설계하고자 하는 궤간가변 장치의 공학적 특징 각 항목에 대한 목표치를 설정하는 것이다. 이를 위해서 경쟁제품이라고 할 수 있는 해외 궤간가변 장치들이 공학적 특징을 어느 수준으로 만족시켰는지를 정리하였다. 다만, 실제 QFD방법에서는 경쟁 제품을 수집하여 각 공학적 인자들에 대한 측정을 수행해 값을 결정하여야 한다. 예를 들어 본 과제에서 바르게 적용된다면 스페인 궤간가변 시스템을 구입하여 가져다 놓고 중량을 측정한다던가, 분해하여 부품의 개수를 샌다던가, 분해 시 소요 시간을 측정하는 등의 작업을 통하여 정확한 공학적 인자의 값을 알 수 있다. 그러나 본 과제의 수행에 있어서 여건상 해외 시스템들에 대한 구매 및 취득이 어려우며 수집된 시스템 사양들도 그 정보가 완벽하거나 상세하지 않으므로 실제 인자 값을 정하기 어려웠다. 그러나 각 시스템의 사진, 대략도 및 작동 원리로부터 이들 인자 값을 유추해 볼 수 있으며 통일성을 위해 인자 값들에 각각 1~5점까지 상대점수를 부여하여 공학적 특징을 나타내었다. 이것과 앞에서 작성한 제품속성 및 공학적 특징 관계 등을 바탕으로 설계하고자 하는 장치에 대한 목표치를 설정한다. 역시 목표치를 1~5점까지의 상대적인 수치를 나타내었다. 목표치를 설정하는 것은 설계 과정에서 매우 중요한 일이기는 하지만 설계된 장치가 그 목표치를 항상 만족하지는 않는다. 목표치를 너무 엄격하게 정할 경우에 새로운 아이디어가 나오는데 방해가 되기도 하므로 목표치는 대략적인 값을 설정하는 것이 좋다. 더구나 막상 개념 안들을 도출하거나 상세설계를 하는 과정에서 그러한 목표치를 정확히 만족시키기 어려울뿐더러 바뀔 수도 있다.

마지막으로 공학적 특징들이 서로 연관되어 있을 수 있으므로 설계 작업 전에 이를 파악하여 더 효율성을 기하기 위한 작업을 수행하였다. 즉, 가장 위쪽의 지붕에 해당하는 부분에 각 공학적 특징들의 연관 정도에 따라서 기호를 기입하였다. 예를 들어 부품수와 분해시간, 또 내부부품구성과 분해시간과의 관계는 강한 연관성이 있다는 식이다.



설계자		부품수 10개 이하	내구연한 10년 이상	장치 부피	내부부품구성	최저 작동온도 -60도 이하	축중 20t에 적합	유지보수전 100,000km 운행가능	궤간변환 통과속도 10km/h 이상	기존윤축에 추가되는 중량	분해 시간	제작비용	변환시 진동값 한계	변환시 소음값 한계	작동단계	Talgo RD (Spain)	RAFIL DBAG-V (Germany)	SUW2000 (Poland)	RTRI System (Japan)
	개선방향	←	→	←	→	←	→	→	→	←	←	←	←	←	←				
8	긴 수명	○	◉													2	4	3	1
7	저렴한 유지비	○						◉			○					1	3	3	1
8	적은 수의 부품	◉		○				△		△	△	○				1	4	3	1
2	저렴한 재료비	△										◉				3	4	3	1
5	저렴한 보수비용	○						○			○					2	3	3	1
1	거슬리지 않은 모양			△												2	3	3	3
5	주행 안정성						○		◉				○			2	3	3	2
3	에너지 절약						△		△	○					△	2	4	4	1
5	분해 용이성	○			○						◉					1	3	2	1
8	확실한 궤간 잠금 성능				○			△							○	4	3	4	3
3	안전 장치				○			△							△	1	1	1	2
3	기계적 기능의 통합성				◉										○	3	4	2	1
5	재료의 고강도		◉			○		◉								3	3	3	2
3	윤활유 급유 최소				○	○		△								1	3	3	1
3	경량성	△		○						◉						1	3	2	1
2	기존윤축에 부피 추가 최소	○		◉						○						1	4	4	1
1	작은 지상설비 규모											○			△	1	4	3	2
6	저렴한 제작비	○										◉				1	3	2	1
3	윤축의 설치 용이성			◉						△		△				1	4	4	1
2	고장 파악 용이성		△					○							○	3	2	2	1
4	변환시 저진동				○				○				◉	○		4	1	2	4
1	변환시 저소음				○				○				○	◉		3	1	1	3
6	물기에 견디는 능력		○		○	○		○								2	3	3	2
6	먼지, 이물질 등 오염에 강함		○		○	○		○								2	3	3	2
	Talgo RD (Spain)	1	2	1	2	1		2	1	1	1	2	4	3	1				
	RAFIL DBAG-V (Germany)	3	3	3	3	2	4	3	4	3	3	3	1	1	3				
	SUW2000 (Poland)	2	3	3	2	2	4	3	4	2	2	2	2	1	2				
	RTRI System (Japan)	1	1	2	1	1		2	1	1	1	1	4	3	1				
	목표	5	4	3	3	3	4	4	4	3	3	3	3	2	3				

Fig. 4.2. 궤간가변장치 설계를 위한 품질의 집.

1.4. 기능적 분해

우리나라는 기존에 궤간가변 장치의 개발에 대한 경험이 없다. 따라서 궤간가변 장치의 개념설계에 있어서 체계적인 설계 절차가 더욱 필요하며 이때 문제를 단순화시켜 설계를 수행함이 유리하다. 궤간가변 설계 문제를 여러 개의 단순화시킨 문제들로 나누어서 접근할 경우에 더 효율적인 설계가 가능하다. 궤간가변 장치를 독립적인 하부시스템으로 분해하면 아래와 같다.

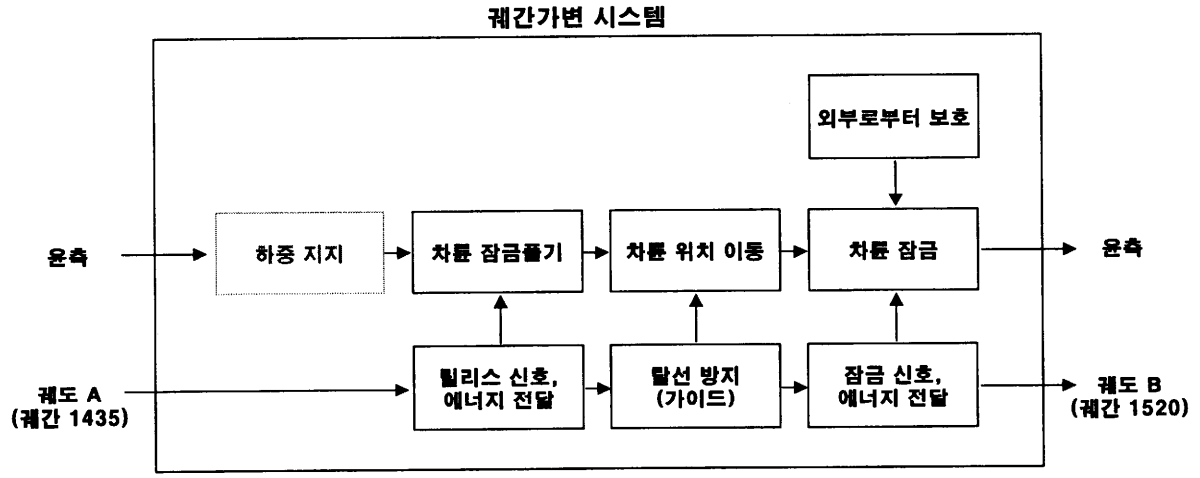


Fig. 4.3. 궤간가변 장치의 기능구조.

궤간가변 장치의 입력과 출력은 윤축 (또는 대차)과 궤도로 같지만 서로 궤간이 다른 경우이다. 차륜의 잠금을 풀고 차륜을 이송시키고 차륜을 다시 잠그고 하는 가장 기본적인 작업이 수행된다. 그림에서 초반의 하중 지지 기능은 반드시 필요한 기능이 아니지만 궤간변환 시 진동과 부품의 마모 등을 줄일 수 있으나 부가적인 설치/비용 등이 요구되는 것으로 설계 방향에 따라서 포함하거나 포함하지 않을 수 있다. 궤도와 관련한 부가기능들로 표시된 부분은 지상 궤간변환 설비에 해당하는 부분으로서 차륜 잠금을 풀고 잠그고 하는 명령 또는 신호를 전달하고 그 작동을 위한 에너지를 전달하기도 하며 궤간변환 시에 궤도를 탈선하지 못하도록 방지하는 역할을 수행하는 부분이다. 이러한 궤도 부분은 차량 윤축의 궤간 잠금 설계에 따라서 그 구조와 기능이 결정될 것이다. 따라서 본 과제에서는 우선 차량의 궤간변환부에 중점을 두고 개념설계를 수행하며 그 개념설계안이 나오면 그에 따라서 지상 궤간변환 설비부분의 기본 개념을 도출한다.

1.5. 기능별 방안 도출

본 절에서는 구분되어진 각 기능들에 대하여 각각의 개념들을 전개한다. 이 작업은 설계에서 가장 창의성이 요구되는 부분이기도 하다. 이 때 이용될 수 있는 것으로 브레인스토밍, TRIZ 이론 등이 있을 수 있다. 브레인스토밍은 영감에 의해서 떠오르는 아이디어를 수집하는 것으로 다소 임의적인 방법이다. 반면에 TRIZ 이론은 체계적인 혁신을 표방하는 방법으로 상세한 것은 다음 절에서 다루기로 한다. 본 과제에서는 위 두 방법을 이용함과 동시에 기존의 잠금 기구에 대한 정보 수집을 활용하였다. 즉, 일상에서 만날 수 있는 잠금의 역할을 수행하는 기구들을 수집하여 궤간가변 장치의 잠금 메커니즘의 도출의 힌트로써 사용하였다.

이상과 같은 작업을 거쳐 얻어진 궤간가변 장치 각 기능들에 대하여 사용될 수 있는 방안들을 나열한 예는 다음 그림과 같다.

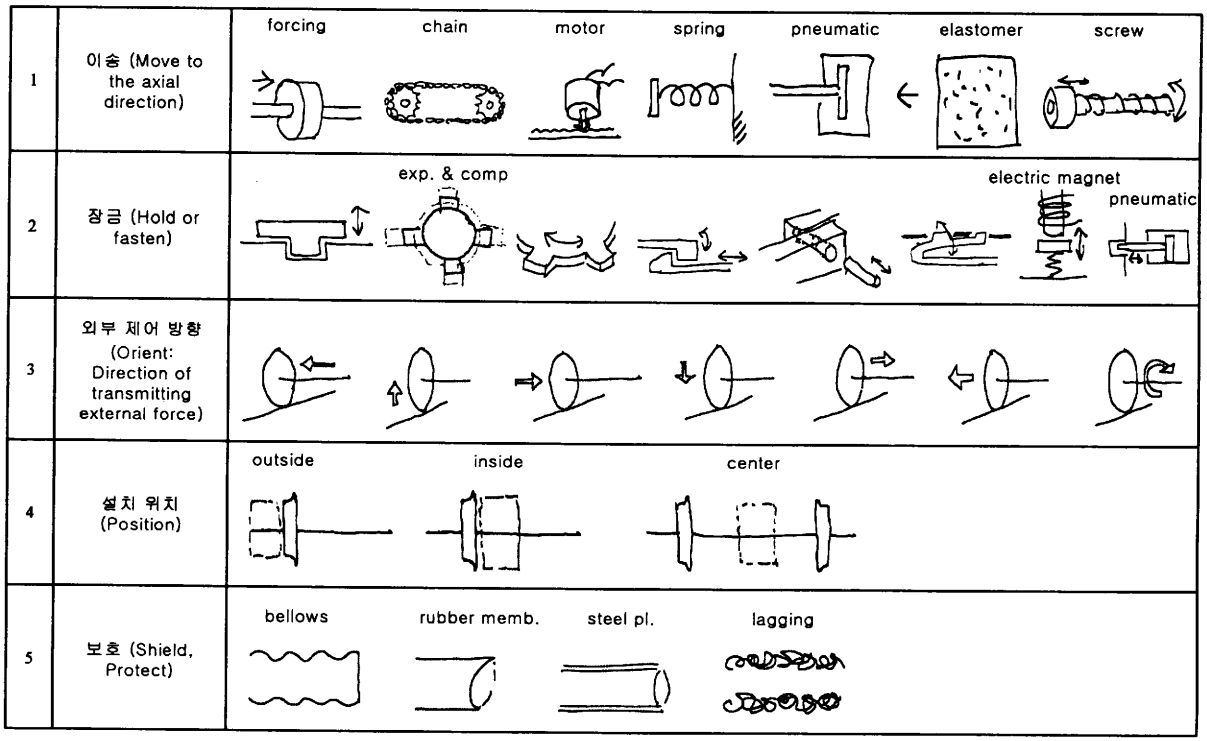


Fig. 4.4. 궤간가변 장치의 부분형태도 (morphology).

1.6. TRIZ 방법의 응용

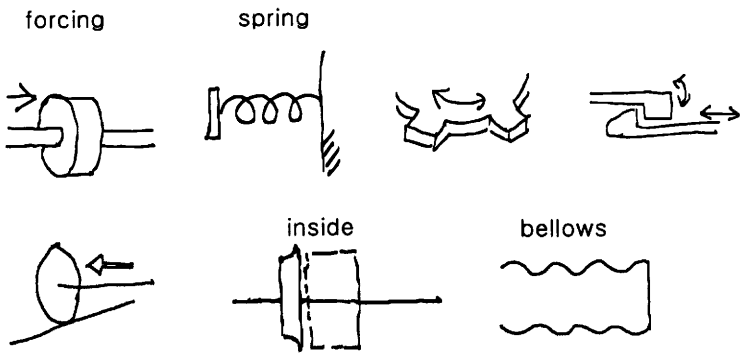
창의적인 개념설계 작업을 위해 적용될 수 있는 TRIZ 방법을 본 궤간가변장치 개념 도출에 적용할 수 있다. TRIZ는 'Theory of Inventive Machines'에 대한 러시아어의 약자이다. TRIZ는 많은 공학 문제들이 서로 완전히 다른 산업분야에서

완전히 무관한 상황의 경우로 이미 해결되어 있다는 아이디어에 기반한다. TRIZ는 체계적인 혁신을 할 수 있도록 나온 이론이며, 영감이 떠오르기를 기다리거나 시행착오 과정을 거치는 것을 줄이도록 하여 준다. TRIZ는 모순 (contradiction)과 혁신 원리 (inventive principle)를 이용하는 방법이다. 먼저 문제를 해결하기 어렵게 하는 주요한 모순을 찾아야 한다. 이후 TRIZ 방법의 40여개의 혁신 원리를 적용하여 그러한 모순을 극복할 아이디어를 도출한다.

본 궤간가변장치의 개념 도출에 있어서 그러한 혁신원리를 활용하였으며, 향후 궤간가변장치에 연관되는 부수적인 시스템 또는 설비의 개념 도출에 있어서 활용 가치가 크다고 여겨진다.

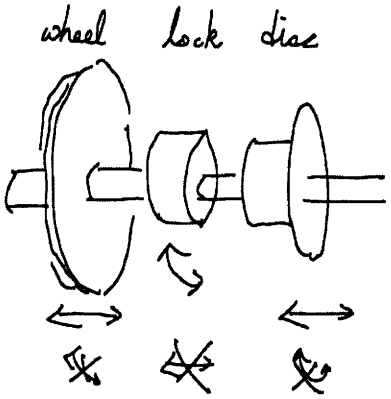
1.7. 기능별 방안의 조합

앞에서 얻어진 기능별 방안들을 나열한 것에서 각 기능들을 조합하면 전체적인 개념안의 대략을 얻어낼 수 있다. 이 단계에서 상세한 세부사항을 다루지는 않으며, 상세 부분의 설계는 다음 장에서 다루게 된다. 각 방안들을 조합하여 스케치를 하면 전체적인 작동 상황을 대략 알 수 있다. 예를 들어 하나의 개념안을 이끌어낸 것을 다음에 나타내었다.

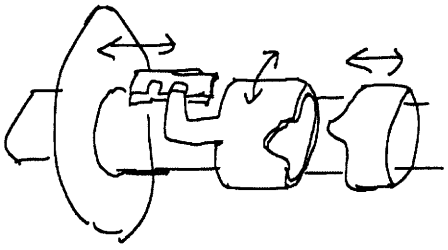


[선택된 각 기능별 방안들]

Fig. 4.5. 계속.



[조합된 개념안]



[개념안을 더욱 전개]

Fig. 4.5. 기능별 방안의 조합을 통한 개념안 KGCW-1 도출.

앞의 기능별 방안들의 조합에서는 공학적인 감각의 발휘가 요구되어진다. 개념안 KGCW-1의 개념을 살펴보면 차륜과 플랜지 디스크가 축 방향의 병진운동만이 가능하고 축과 상대적으로 회전할 수 없으며 잠금기구는 회전만이 가능하고 병진운동이 불가능하다고 한 것이다. 이러한 개념안을 좀 더 전개시킨 것이 가장 아래 것이다. 이 때 TRIZ의 (3) local quality, (7) nesting, (14) spheroidality, (17) moving to a new dimension 원리가 이용되었다.

KGCW-1에서 고려되어야 하는 사항으로는 먼저, 안전한 작동으로서 하나가 파손될 경우에 다른 부분이 그 역할을 수행하도록 하여야 한다는 것이다. 따라서 잠금기구와 차륜의 나사부가 하나 이상이 되도록 해야 한다. 또한 윤축의 회전 시 불평형(unbalance)이 발생하는 것을 가급적 막기 위해 동역학적으로 안정성을 가지도록 축대칭인 것이 좋다. 따라서 축 둘레 방향으로 3개 이상이면 좋다. 그러나 부품의 단순화를 위해서는 그 수가 많으면 좋지 않으므로 결국 3개가 적합하다고 할 수 있다. 다음 절에서 다루게 되는 개념안을 구체화하는 작업에서는 차륜 암나사부, 잠금기구 수나사부, 플랜지 돌출부가 축 방향으로 대칭적인 3개로 구성하였다.

제 2 절 궤간가변장치 개념설계안 도출

2.1. 구체적 개념안 작성

앞의 제 1절에서와 같은 절차로 도출된 개념안에 대하여 각 치수를 결정하거나 부품의 형상을 더 세밀히 하는 작업 등을 수행한다. 주로 아이디어에 대한 구체화에 해당하는 것으로 다음 장의 상세설계 이전 단계이다. 이러한 과정은 아이디어로부터 제품화하는 과정이라고 할 수 있으며 많은 재수정을 거치게 된다. 아이디어를 형상화하기 위하여 CATIA 프로그램을 활용하였으며 부품의 조립 등을 확인하고 축소모형을 제작하기 위한 도면을 출력하였다. 개념안 KGCW-1에 대하여 형상화한 것은 다음과 같다. 그림에서 부품의 보호 또는 이물질 등의 침투를 막기 위한 벨로우즈 또는 원통을 제외한 것이다. 이 부분의 설계 또는 선택에 있어서 여러 방식을 택할 수 있는 것이며 실제 핵심 작동 부분이 아니므로 이후에 다루기로 한다.

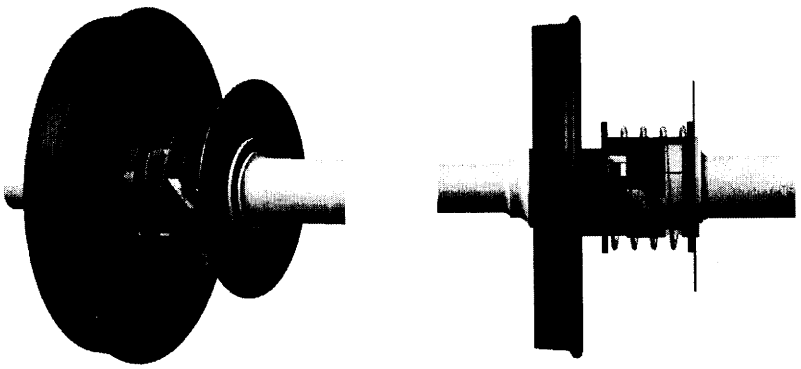


Fig. 4.6. KGCW-1의 개략도.

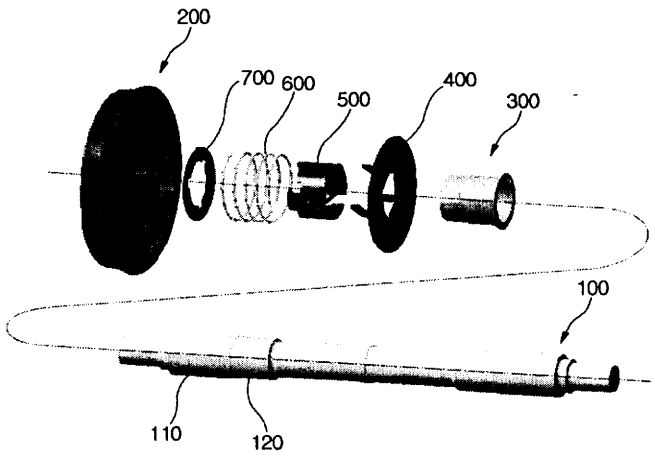


Fig. 4.7. KGCW-1의 분해도.

개략도에서 볼 수 있듯이 차륜의 안쪽에 잠금관련 부품들이 조립되며 모든 부품은 차륜과 함께 회전한다. 기존의 대차와 상호 작용하는 부분이 없는 모듈형 타입으로서 기존의 대차 프레임에 설치될 수 있다.

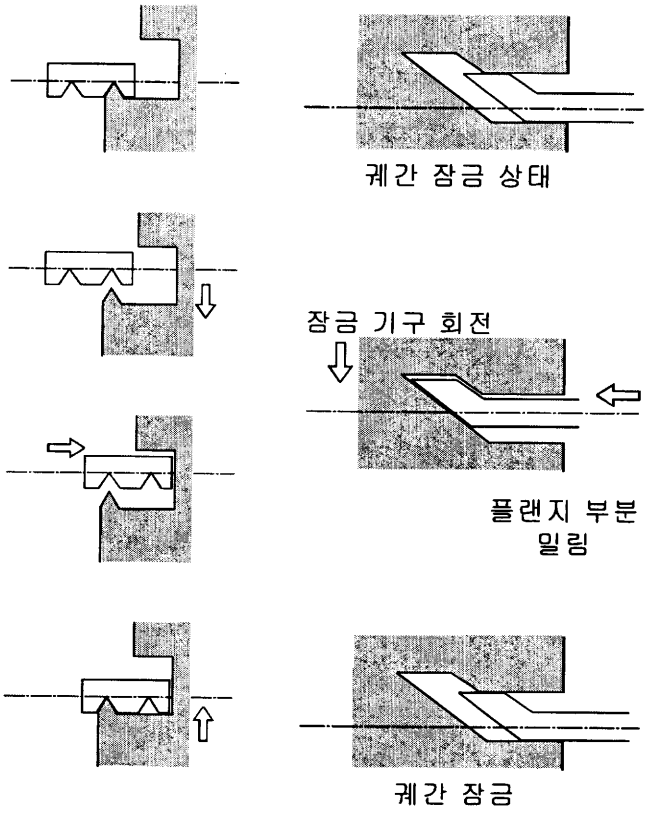


Fig. 4.8. KGCW-1의 차륜, 잠금기구 및 플랜지 부의 작동 원리.

위 그림은 작동 원리를 설명하기 위한 것이다. 그림에서 왼쪽에 암나사부가 있는 것이 차륜부이고 회색부분이 잠금기구, ㄱ자 팔이 나온 것이 플랜지부이다. 지상 궤간변환 설비에서 궤간 변경의 시작과 끝의 기계적 신호를 전달받아 차륜의 잠금기구에 전달하고, 잠금기구의 잠금과 해제를 하게 하는 힘을 지상의 릴리스 레일로부터 전달 받는 등의 역할을 하는 것이 플랜지 부이다. 한편, 차륜과 플랜지 부는 그 구조상 차축에 상대적으로 축방향 변위만이 가능하다. 반면에 잠금기구는 축방향의 변위는 불가하고 회전만이 가능하다.

KGCW-1 윤축시스템은 차축과 차축의 슬라이딩면에서 좌우로 이동하는 차륜과 차축에 고정결합되는 고정캡과 고정캡의 둘레에 끼워지고, 축둘레 방향으로 회전함으로써 차륜을 좌우로 이동시키는 잠금기구와 고정캡의 우측단부에 결합되고, 잠금기구의 잠금과 풀림을 구속하는 플랜지 (또는 릴리즈 디스크)와 고정캡의 좌측단부에 결합되는 스프링홀더와 플랜지와 스프링홀더 사이에 내설되는

압축스프링으로 구성된다.

차륜은 축 중심방향으로 확장부가 일체로 형성되고, 확장부의 원주에 암나사면이 형성된 암나사부가 결합된다.

고정캡은 플랜지를 지지하는 스톱퍼와 스톱퍼의 좌측단부에서 연장되어 형성되고, 플랜지의 축둘레 방향의 회전을 방지하기 위해 형성된 고정키와 좌측단부에 형성되고 스프링홀더와 결합되는 결합부와 결합부 사이에 형성되고, 차륜이 차축과 일체로 회전하도록 하기 위해 차륜의 암나사부가 삽입되는 안내홈으로 이루어진다.

플랜지는 우측단부에 형성되고 좌우 이동을 위하여 릴리스레일과 접촉하는 디스크부와 고정캡에 형성된 고정키에 끼워지는 키홈과 잠금기구에 형성된 부시홈에 삽입되어 잠금기구를 고정 또는 회전시키는 잠금부시와 압축스프링이 끼워져 고정되는 스프링 수용부로 이루어진다. 플랜지의 잠금부시는, 수평으로 형성되는 직선부와 경사를 이루면서 형성된 경사부로 이루어진다.

잠금기구는 플랜지에 형성된 잠금부시가 삽입되어 이동되는 부시홈과 잠금상태에서 차륜의 암나사면이 결합되는 수나사부와 잠금 또는 풀림상태에서 차륜의 암나사부가 삽입되는 출입홈으로 이루어진다. 잠금기구의 부시홈은 플랜지의 잠금부시에 형성된 직선부와 경사부에 대응하여 수평면과 경사면이 형성되어 있다.

스프링홀더는 압축스프링의 좌측단부가 접촉되어 압축력을 받는 지지부와 지지부의 외측 원주면에 형성되어 압축스프링의 유동을 방지하기 위한 스프링수용부와 지지부의 내측 원주면에 형성되고 고정캡의 결합부와 고정결합되는 캡고정부, 캡고정부의 원주방향에 형성되고 차륜의 암나사부가 끼워진 채 좌우로 이동되는 암나사홈으로 이루어진다.

아래 그림의 KGCW-1 궤간변환 윤축시스템의 조립과정을 보면 먼저 차축에 고정캡을 끼우되, 차축과 고정캡은 억지끼움 (압입)의 방법을 이용하여 차축과 고정캡이 일체로 회전할 수 있도록 결합한다. 이후, 플랜지를 고정캡 위에 결합한 후, 잠금기구를 고정캡 위에 결합하되, 플랜지의 잠금부시가 잠금기구의 부시홈에 삽입되도록 결합한다. 다음으로, 압축스프링을 잠금기구 위에 결합한다. 압축스프링을 결합한 후, 스프링홀더를 고정캡에 고정하고, 마지막으로, 차륜을 차축에 결합하되, 암나사부가 잠금기구의 수나사부에 끼워맞추면 조립과정은 완성된다.

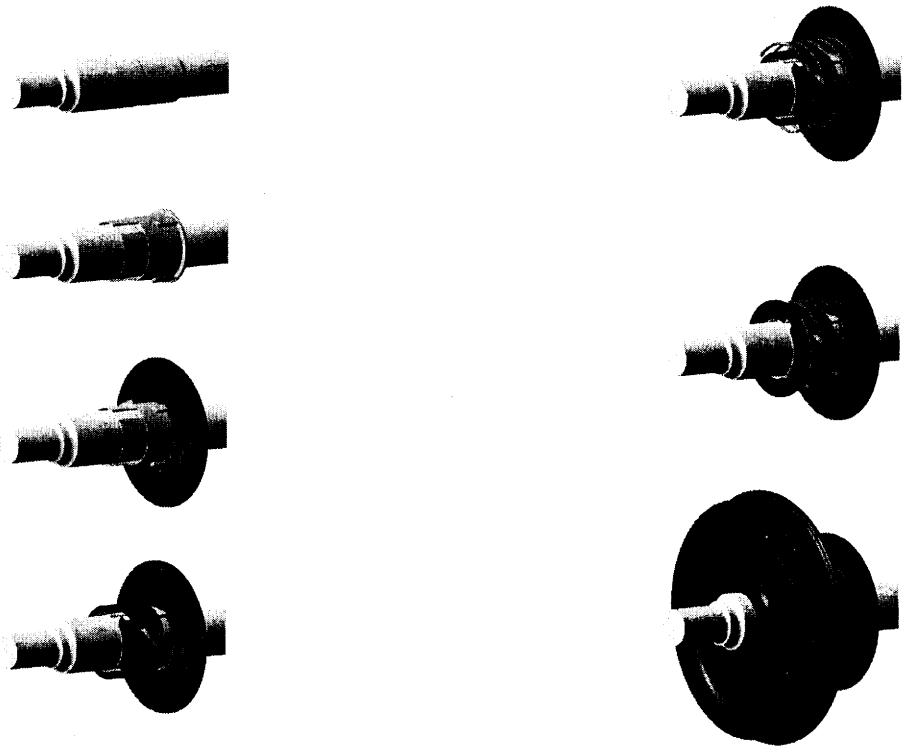


Fig. 4.9. KGCW-1의 조립순서도.

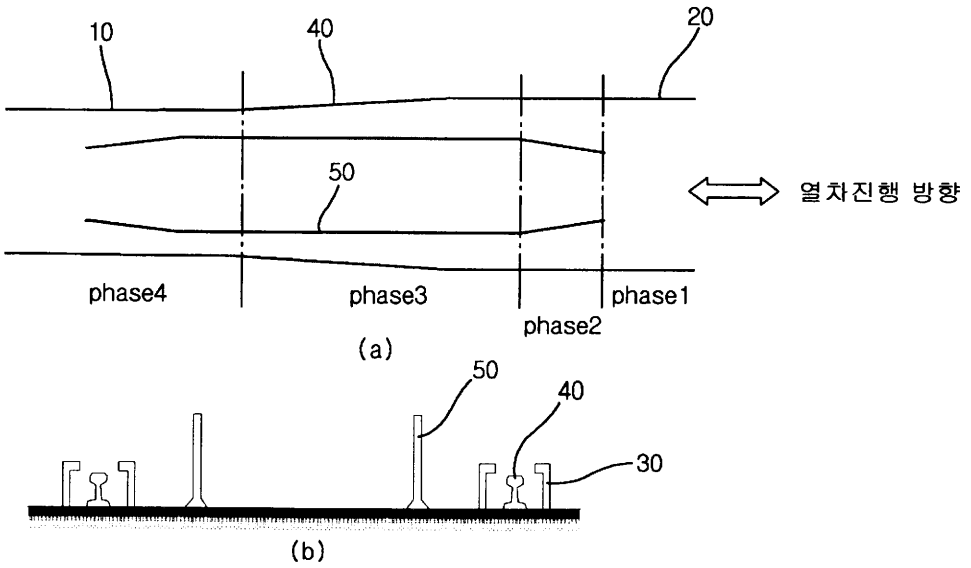


Fig. 4.10. 지상 궤간변환 설비 개략도.

궤간가변 윤축이 궤간변경이 되도록 하는 지상 궤간변환설비는 독일 및 폴란드 변환설비와 호환된다. 즉, 표준궤 및 광궤 레일, 가이드레일, 궤간변화레일 및 릴리스레일이 설치되며 궤간변화레일은 표준궤와 광궤 사이에 설치되어 점차적으로 궤간변환을 유도하는 레일이고, 가이드레일은 궤간변화 중 차륜이 레일로부터 이탈되는 것을 방지하고 궤간이 서서히 변화되는 것을 도와주는 레일이며, 릴리스레일은 좁아지거나 넓어지는 부분과 평행한 부분으로 구성됨으로써 궤간변화를 위한 플랜지의 좌우 방향 이동을 유도하는 역할을 한다.

KGCW-1 윤축시스템의 궤간 변환과정을 시계열적으로 순차적으로 설명하되, 광궤에서 표준궤로 궤간변환 시를 기준으로 살펴보면 다음과 같다.

① 광궤 주행 중 (Phase 1)

열차가 광궤를 주행 중에는 궤간의 변환 없이 열차가 주행하고, 플랜지에 형성된 잠금부시의 직선부의 하면과 경사부의 상면이 잠금기구에 형성된 부시홈의 수평면의 상면과 하면에 끼워 맞춰져 잠금기구는 플랜지와 함께 차축과 일체로 회전하고, 차륜의 암나사부에 형성된 암나사면이 잠금기구의 수나사부와 맞물려진 상태가 유지된다.

② 릴리스레일의 확장부에 진입 시 (Phase 2)

열차가 광궤를 주행하지만 릴리스레일이 궤간 외측으로 넓어지고, 이에 따라 플랜지는 릴리스레일의 형상에 의하여 압축스프링의 탄성력을 극복하면서 차축의 단부 방향으로 이동한다. 이때, 플랜지에 형성된 잠금부시의 경사부가 좌측으로 이동하여 잠금기구에 형성된 경사면을 밀고, 잠금기구의 구조적 형상으로 인하여 잠금기구가 회전하게 된다. 이와 동시에, 잠금기구의 회전에 의하여 차륜의 암나사면이 잠금기구의 수나사부로부터 점차적으로 이격됨으로써, 차륜은 좌우 이동이 가능한 상태로 유지된다.

③ 궤간변환레일 주행 중 (Phase 3)

차륜이 좌우 이동이 가능한 상태에서 궤간의 폭이 줄어듬에 따라 차륜은 궤간의 폭에 따라 축 중심방향으로 이동되는데, 이때 차륜은 궤간변화레일의 구조적 형상과 가이드레일에 의하여 점차적으로 이동된다.

④ 표준궤 진입단계 (Phase 4)

열차가 궤간변화레일을 지나 표준궤로 진입하여 차륜의 축방향 이동이 끝나고

진입초기에는 릴리스레일의 궤간이 일정하므로 표준궤와 릴리스레일 사이에서 압축스프링이 탄성력을 보유한 채 여전히 압축된 상태로 유지된다.

이후, 릴리스레일의 궤간의 폭이 줄어듦에 따라 플랜지가 릴리스레일의 구조적 형상과 압축스프링의 탄성력에 의하여 축방향으로 이동되는데, 플랜지에 형성된 잠금부시의 경사부가 우측으로 이동하면 잠금기구가 원래의 위치로 회전하면서 복귀하고, 잠금부시의 경사부가 부시홈의 수평면에 고정되는 상태, 즉 잠금상태가 된다.

이와 동시에, 잠금기구가 회전함에 따라, 차륜의 암나사부에 형성된 암나사면이 다시 잠금기구의 수나사부와 맞물려진 후, 열차가 릴리스레일의 구속으로부터 벗어나면 표준궤에 따라 정상적인 주행이 시작됨으로써 궤간변환이 마무리된다.

열차가 광궤에서 표준궤로 진입할 때와 마찬가지로 표준궤에서 광궤로 진입할 때에도 앞의 작동원리가 동일하다.

한편, 본 KGCW-1 궤간변환 윤축시스템은 차륜의 암나사부, 잠금기구의 수나사부, 플랜지의 잠금부시 등 다수의 구성부분을 3쌍으로 형성하였는바, 이는 동역학적으로 안정한 구조를 채택한 것이자 일부 부품의 파손이 있더라도 전체 시스템의 정상적인 작동을 꾀하기 위한 것이다.

KGCW-1 시스템은 하나의 잠금 기구를 사용하여 차륜의 위치 고정과 해제를 가능하게 함으로써 부품수를 줄이고, 종래의 기술과는 달리 각 부품 간에 볼트 등의 체결수단을 거의 사용하지 않고 유기적으로 작동될 뿐만 아니라, 각 부품이 가지는 간단하면서도 독특한 형상으로 인하여 구조적 강성을 향상시킬 수 있으므로 유지보수가 용이하고 비용을 절감할 수 있는 효과가 있다. 또한, 차축 중심과 수직방향으로의 부피를 대폭 줄임으로써 기존의 시스템보다 훨씬 용이하게 대차에 장착할 수 있고, 회전관성도 줄일 수 있는 구조 때문에 에너지 절약 측면에서도 유리하다.

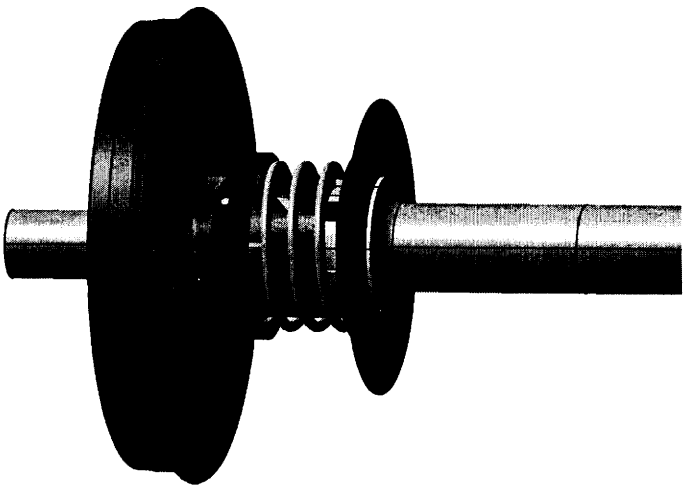
한편, 앞의 KGCW-1에서 스프링홀더를 고정캡에 고정하는 방안을 다수 생각해 볼 수 있다. 특히 스프링홀더는 유지보수 시 부품의 분해 조립이 용이하도록 장착과 탈착이 용이하면 좋다. 그 한 예로 아래 그림과 같이 볼트를 이용한 고정을 생각해 볼 수 있다. 또한 앞의 개념에서는 고정캡의 안내홈 만으로 차륜이 차축과 일체로 회전하도록 하고 있으나, 궤도와 차륜 사이의 작용력에 의하여 강한 힘이 작용이 될 경우 안내홈의 구조적 변형으로 인하여 견고하게 고정되지 못할 수 있다. 따라서 부품 교체 시에 스프링홀더 분해가 용이하도록 볼트 체결 및 형상을 다소 변형한 모델을 고안하였다.

Fig. 4.12(a)의 같은 스프링홀더에서는 차축 바깥 방향으로의 횡압의 지지 강도가 다소 향상되기는 하였으나 아직 부족하다. 철도 차량의 차륜에서는 레일과의 상호작용력에 따른 횡압이 걸리게 되며 특히 곡선부에서 큰 횡압이 작용한다. 따라서 잠금기구의 외측 축방향으로의 이탈을 방지함으로써 그 방향의 차륜 횡압을 받게 되는 스프링홀더는 고정캡과 강하게 지지되어야 한다. 또한 부품의 교환이

용이하도록 탈착이 쉬운 체결이 되도록 설계하여야 하는 문제가 있다. Fig 4.12(b)의 방안에서는 스프링홀더의 안측면에 돌기가 고정캡에 원주 방향으로 나있는 홈에 돌려 끼워지게 되고 안착을 위한 볼트를 축방향으로 체결한다. 이를 위하여 고정캡의 차륜쪽 부분의 형상도 변경하였다. 또한 잠금기구의 두께도 증가시켜서 차륜의 암나사를 통해 받는 횡압을 지지하는 강도가 향상되도록 하였다.

한편, 조립 시 잠금기구가 장착된 후에 작은 두께의 판형 링을 넣고 스프링 및 스프링홀더를 장착하도록 하였다. 링은 플랜지 팔에 의하여 잠금기구가 해정될 때 잠금기구의 차륜쪽 면이 스프링홀더에 수직력을 가하게 되면서 마찰이 커지는 것을 방지하기 위한 것이다. 링은 스프링홀더와 잠금기구의 재질과 서로 다른 재료로 구성되어 마찰을 작게 하도록 한다.

a) 스프링홀더 1안



b) 스프링홀더 2안

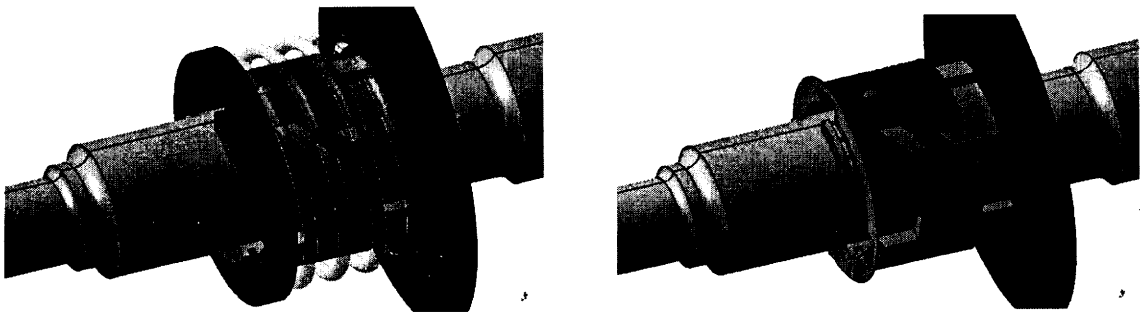


Fig. 4.12. 스프링홀더의 장착 방안.



Fig. 4.13. 차륜 암나사부 개념도.

개념안의 차륜으로부터 축 중심방향으로의 확장부의 형상을 위 그림과 같이 하였으며 두께를 증가시켰다. 확장부의 형성된 부분이 고정캡의 안내홈에 삽입되게 되고, 이때 축 방향 운동이 가능하지만 차륜과 차축이 일체로 회전하게 한다. 차륜 축 중심방향으로의 확장부의 형상을 변경함에 따라 일체로 회전하는 강도를 향상시킨 것이다. 또한 암나사부에 파여 있는 암나사면의 형상도 삼각형에서 폭이 더 넓은 홈과 안쪽이 곡선이 되도록 하였다. 이것은 차륜 횡압의 지지를 용이하게 하기위한 것과 차륜의 암나사면과 잠금기구의 수나사면의 마모를 줄이기 위한 방안이다.

Table 4.2. 궤간가변장치 주요 부품 요약.

부품명	구성 및 역할
잠금기구	- 가장 많은 접촉을 하는 부분이며 복잡한 형상을 가짐. - 왼쪽으로는 플랜지 레버와 접촉하고, 오른쪽은 차륜의 구르브 원통과 접촉하여 잠금장치 역할 - 실린더 두께가 다른 두개의 실린더를 연결한 모양이다. - 가변시 메커니즘을 설명하면, 왼쪽의 플랜지 레버의 병진 운동시 잠금기구의 실린더와 플랜지 레버의 기울기를 통하여 회전운동으로 변환된다. 이때 회전 운동으로 인해 구르브 원통과 접촉되어 잠겨진 잠금기구는 풀게 되어 차륜은 움직일 수 있게 된다. 궤간가변 후에 잠금기구는 스프링의 반발력으로 반대방향의 회전운동을 하게 되어 구르브 원통과 접촉함으로써 잠기게 되어 차륜을 다시 고정하게 된다.
차축의 고정캡	- 고정캡은 차륜을 차축에 고정시켜 연결해주면서 축에 고정되어 있고, 잠금기구가 병진운동만 하도록 구속하는 역할 - 고정캡은 두개의 원통이 이어져 있는 형상
스프링홀더	- 스프링이 디스크에 의해 압축을 받을 때 스프링을 지지해주는 역할 - 바퀴 축에 고정되어있으며 움직임이 없는 부품
플랜지	- 고정캡과 잠금기구의 중간부품으로 플랜지 디스크에 있는 레버가 잠금기구를 밀어서 회전운동을 하도록 함 - 가이드레일과 접촉하여 스프링을 밀면서 플랜지 레버는 잠금기구를 밀게되고, 이로부터 궤간가변을 할수 있도록 잠김 상태를 풀어주게 되는 역할
차륜의 구르브원통	- 윤축 및 레일과 접촉을 하는 차륜에 고정되며, 삼각형 구르브 형태 - 잠금기구의 잠김 부분을 받아들이는 역할

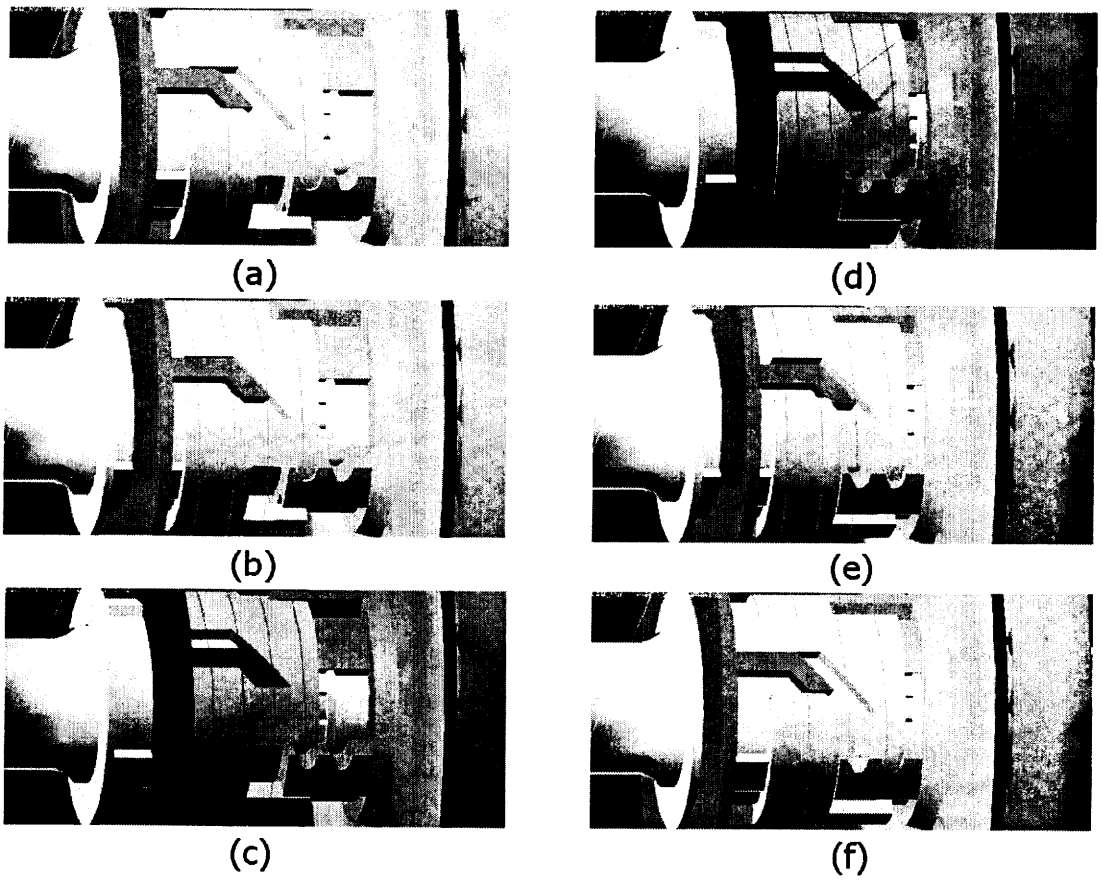
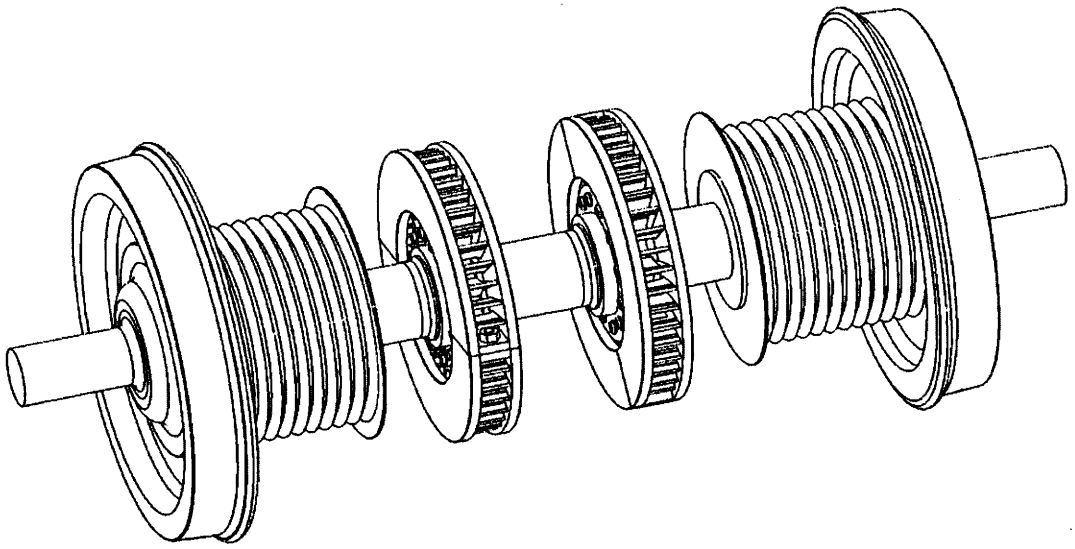


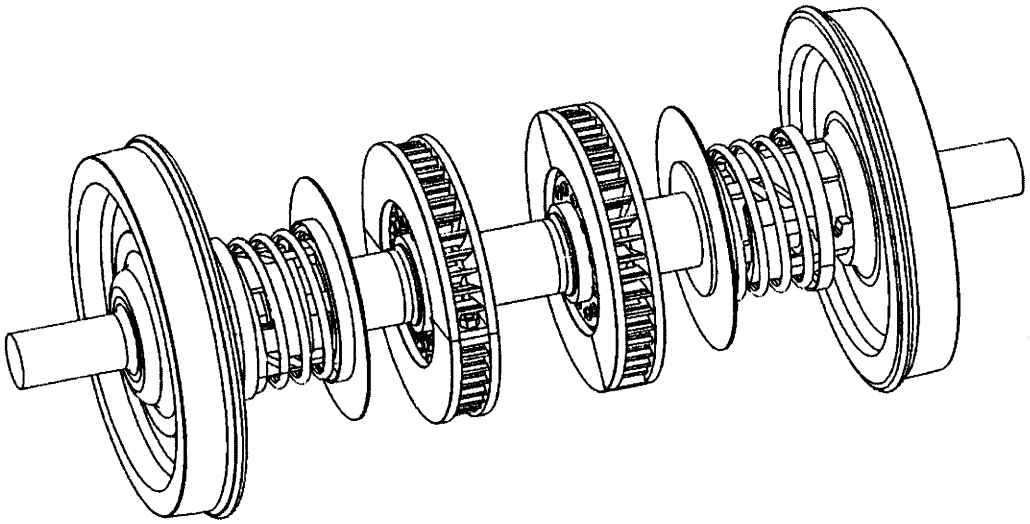
Fig. 4.14. 한국형 궤간가변 장치에서의 변환 과정 (표준궤 -> 광궤).

2.2. 조립 방식

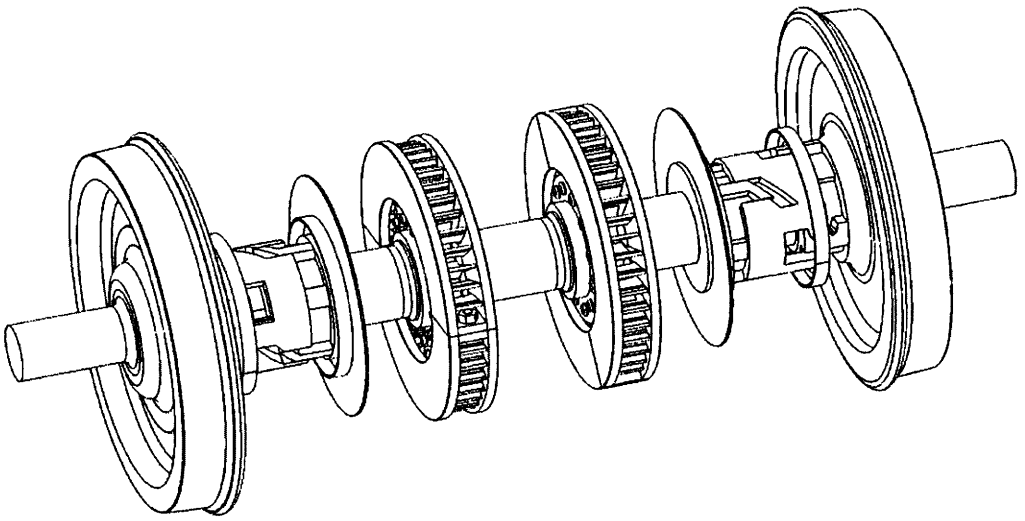
본 궤간가변 윤축의 개략도를 아래 그림에 나타내었다. 본 궤간가변 윤축은 디스크 제동과 답면 제동 모두 가능하며 아래 그림은 디스크 제동방식의 예이다.



[덮개 및 제동디스크를 장착한 궤간가변 윤축 개략도]



[덮개 탈거 후 모습]



[덮개 및 스프링 없는 상태]

Fig. 4.15. 궤간가변 윤축 전체 모습 개략도.

본 궤간가변 윤축의 분해도는 다음과 같다. 양쪽 차륜이 대칭이므로 한쪽 차륜만을 나타내었다.

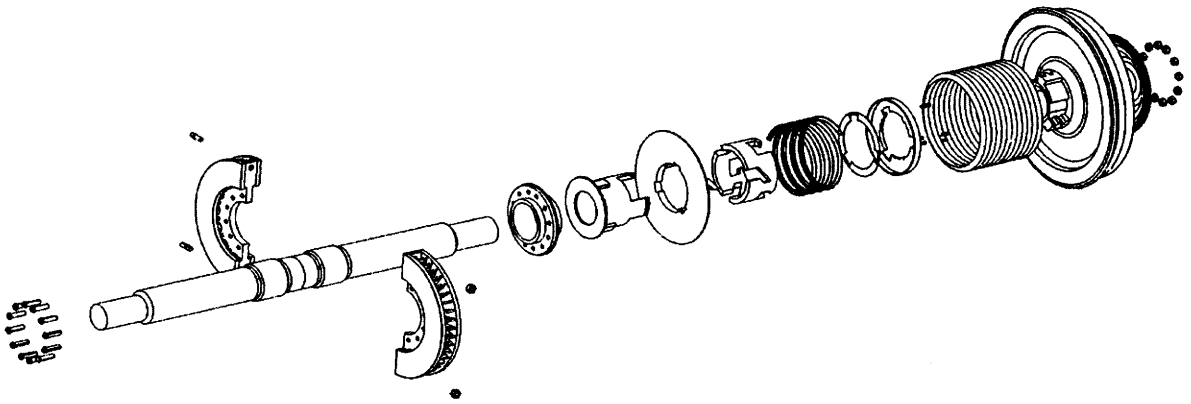


Fig. 4.16. 궤간가변 윤축의 상세 분해도.

각 부품의 상세한 조립순서는 다음과 같다.

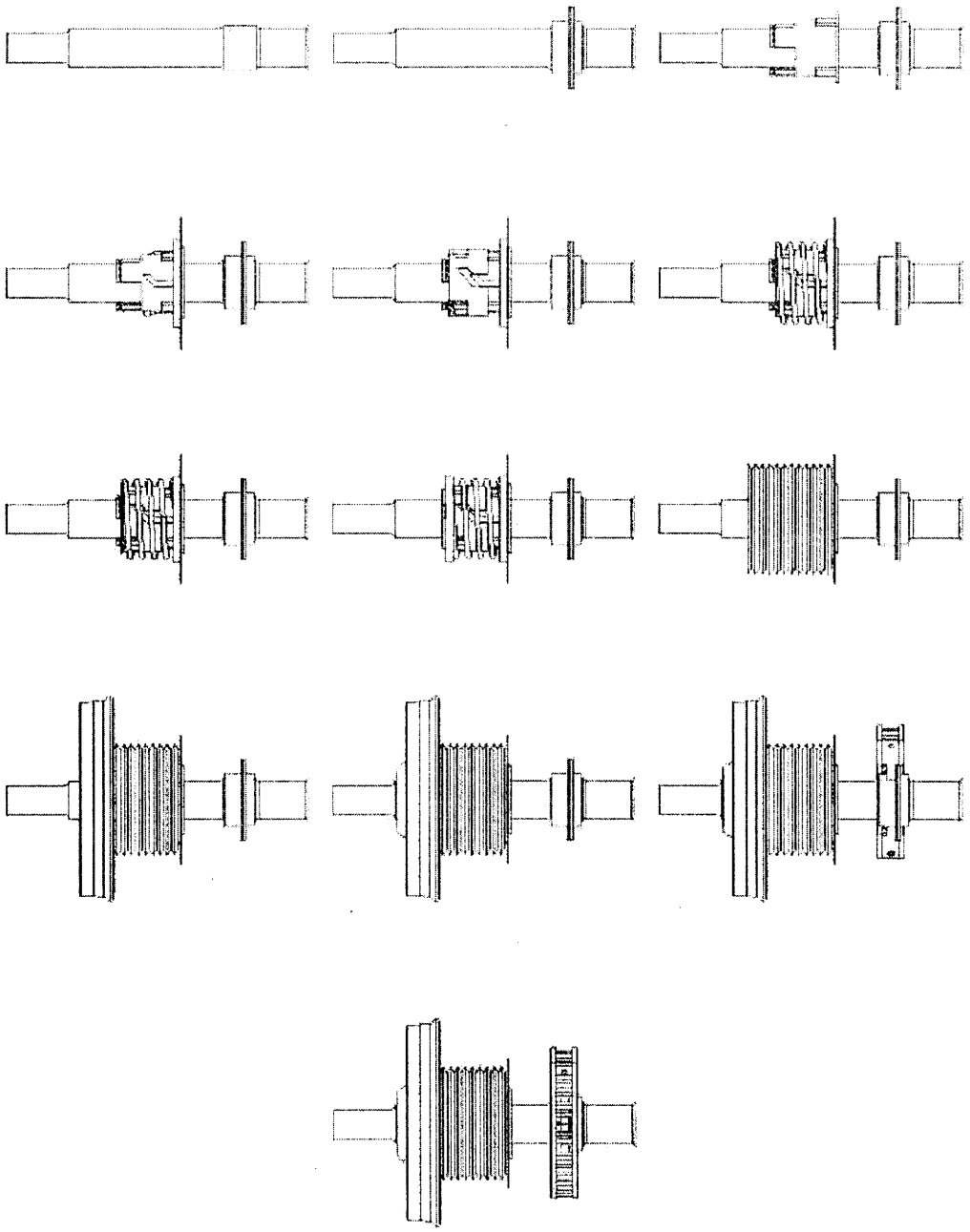


Fig. 4.17. 궤간가변 윤축의 상세 조립순서.

2.3. 궤간잠금에 대한 다중 안전장치 방안

본 과제에서 제안된 궤간가변 윤축은 한 궤간의 궤도를 주행할 때 차륜 궤간을 잠그기 위해서 차륜 안쪽에 위치한 플랜지 (디스크)가 스프링의 힘으로 밀린 상태로 고정된다. 한 궤도에서 다른 궤간의 궤도로 주행할 때에는 릴리스 레일이 설치된 지상 변환 시설을 통과하면서 플랜지가 차축을 따라 바깥쪽으로 밀리고 잠금기구를 해정시켜 고정되어 있던 차륜의 위치가 바뀔 수 있게 한다. 이러한 방식은 기존의 독일 및 폴란드 궤간가변 시스템도 유사하며 본 과제 궤간가변 윤축의 잠금기구 대신에 각각 잠금판, 잠금레버들에 의해 잠금이 이루어진다. 이들 궤간가변 장치는 한 궤도에서 주행 시에는 차륜의 궤간 잠금이 절대로 해정되어서는 안 되며 지상 궤간 변환 시설을 통과할 때에만 궤간 잠금이 해정되어야 한다. 그러나 이들 시스템들에서 가능성이 매우 낮지만 주행 중에 예기치 못한 궤도 위의 방해물이나 얼음 등이 플랜지를 칠 수 있으며 이 경우 플랜지가 차륜 쪽으로 밀리게 된다면 차륜 궤간 잠금이 해정될 수 있다. 또한 스프링이 파손된다면 오작동이 발생하는데, 특히 영하 60도까지 내려가는 시베리아의 겨울에서와 같이 매우 추운 환경에서는 스프링의 구조적 피로 또는 충격에 의한 균열이 가속화할 수 있는 가능성이 있다. 만일 스프링 파손이 발생하면 궤간 잠금은 실패하고 차륜의 차축에서의 위치가 이탈된다.

철도 차량, 특히 대차의 구성품은 매우 높은 안전성, 신뢰성이 요구되는 부분이라고 할 수 있으며 궤간 가변 차량에서도 궤간 잠금이 오작동 될 경우 큰 사고로 이어질 수 있으므로 부가적인 안전장치가 요구된다고 할 수 있다.

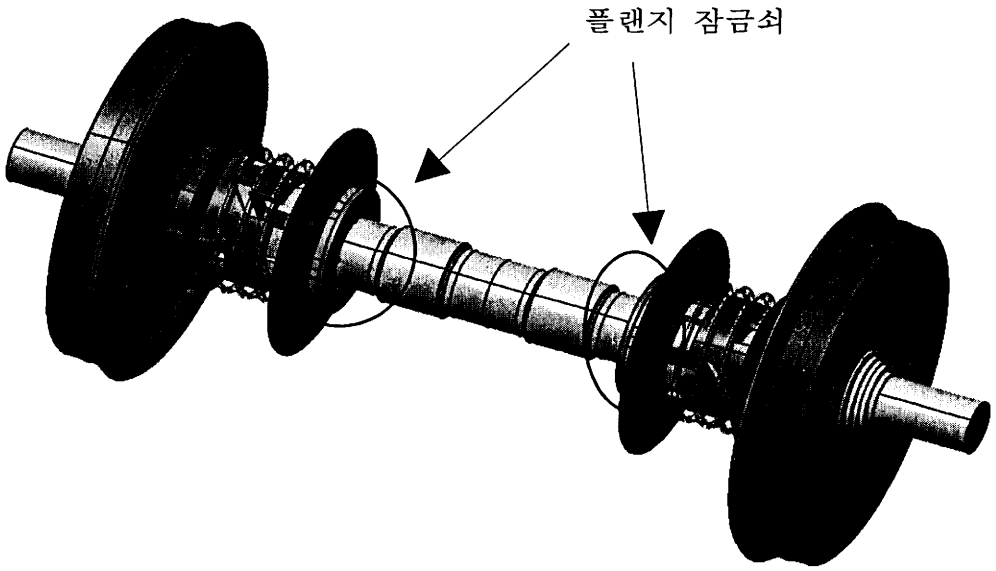


Fig. 4.18. 이중 안전장치로서의 플랜지 잠금쇠 개념.

따라서 이중 안전장치로서의 플랜지 잠금쇠 개념을 도출하였다. 해당 개념은 기존의 궤간가변 윤축시스템에 적용할 수 있는 부가적인 플랜지 걸림쇠 및 장착을 위한 구성물로 이루어진다. 릴리스 디스크 (플랜지) 안쪽에 장착하게 되며, 장착을 위해 이전의 고정캡, 플랜지의 안쪽 부분의 형상을 다소 변경하게 된다.

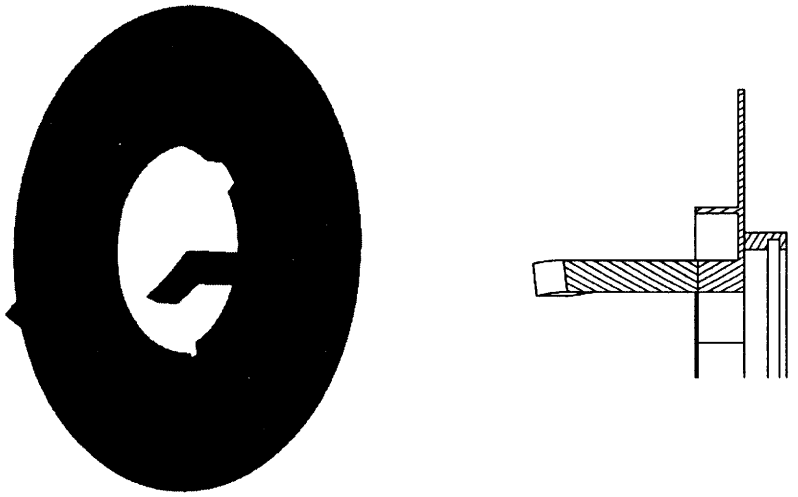


Fig. 4.19. 플랜지 및 걸림쇠가 걸리는 부분.

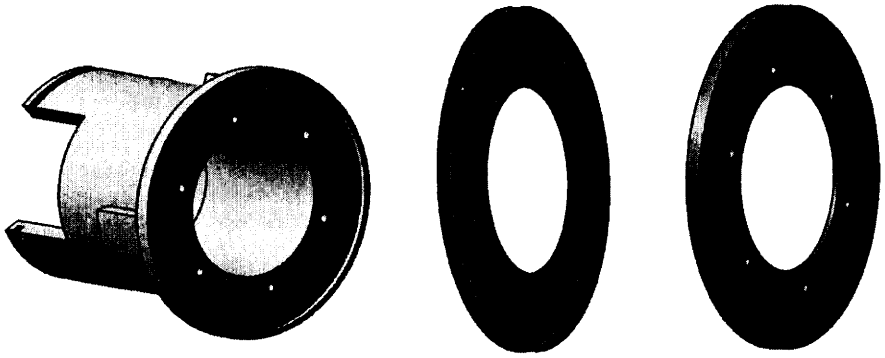
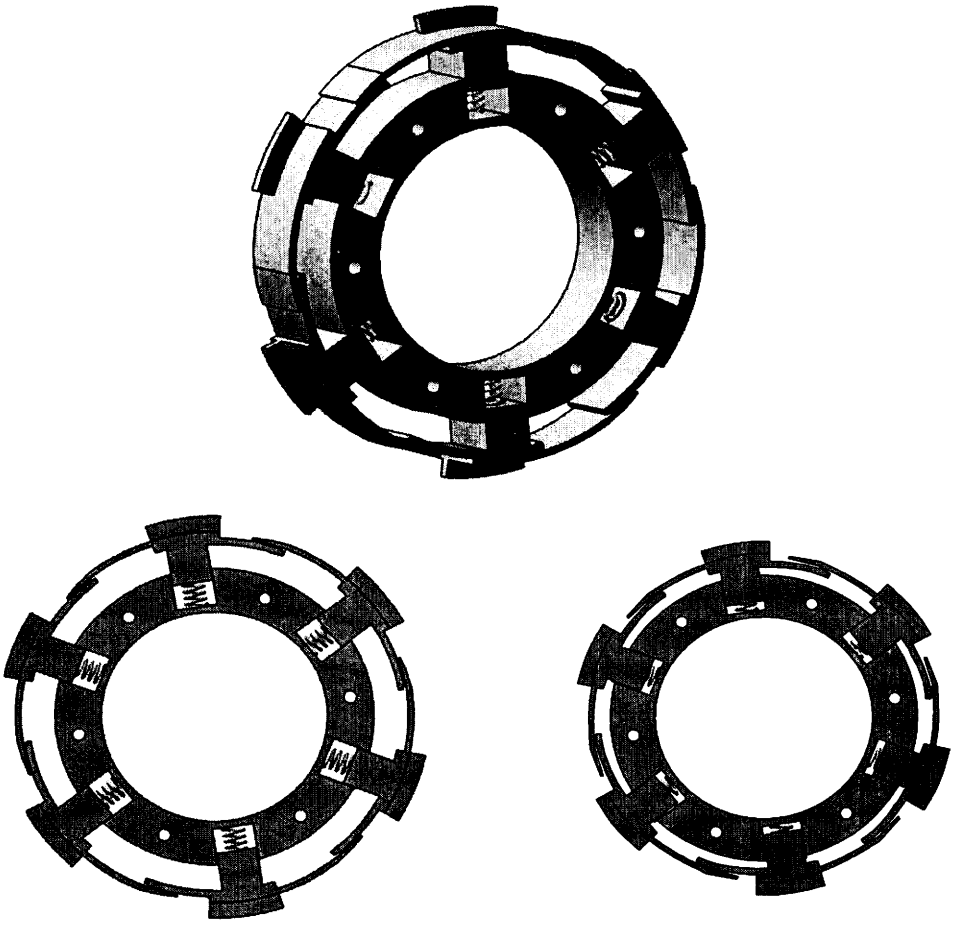


Fig. 4.20. 고정캡 및 플랜지 걸림쇠 커버.

아래 그림에서와 같은 형상의 플랜지 걸림쇠 6개가 가이드 링의 60도 간격 6개 홈에 각 스프링과 함께 끼워져 있다. 걸림쇠 작동 원리 개념도에 나타낸 바와 같이 어느 한 걸림쇠가 중심 방향으로 눌려질 경우에도 다른 걸림쇠들이 동시에 눌려지게 된다. 즉, 윤축이 지상 궤간 변환 시설 위를 굴러가면 걸림쇠 부분이 지상 궤간 변환 시설의 '걸림쇠 해정 레일'에 의해 눌려지게 되고 모든 걸림쇠가 중심 방향으로 눌려져 플랜지가 위치 변경 가능한 상태가 된다. 플랜지에는 그림에 나타낸 바와 같이 안쪽에 '걸림쇠 돌기'가 걸릴 수 있는 홈이 나있다.



[걸림쇠가 펴져 있는 모습]　　[걸림쇠가 눌려 있는 모습]

Fig. 4.21. 플랜지 걸림쇠 개념 및 작동 원리.

고정캡과 걸림쇠 커버의 형상을 보면 걸림쇠와 가이드 링 사이에 끼워져 있는 스프링에 의해 걸림쇠가 바깥으로 이탈하는 방지하기 위한 바깥 원주의 꺾인 부분이 고정캡 및 걸림쇠 커버에 각각 있다. 걸림쇠 부분의 장착을 위해 고정캡, 가이드 링, 걸림쇠 커버에는 6개의 볼트 구멍이 나있어서 차축에 순서대로 조립하고 6개의 볼트로 체결하게 된다.

한편 지상 궤간 변환 시설에서는 '걸림쇠 해정 레일' (그림에서의 5번과 6번)이 릴리스 레일 (그림에서의 4번과 7번)의 시작과 끝 부분에 설치된다.

부가적인 플랜지 걸림쇠 장치는 지상 궤간 변환 시설의 걸림쇠 해정 레일에 의해 수직방향으로 눌려지고 나서야 플랜지가 차륜 쪽으로 밀려 움직이게 한다. 따라서 궤도 위의 예기치 않은 방해물이나 얼음, 돌 등이 플랜지를 쳤을 경우에도 수평방향 플랜지와 좁은 틈의 수직방향 걸림쇠를 동시에 미는 경우는 거의 없으므로 일반 주행

시에 잠금기구가 오작동이 없도록 한다. 또한 스프링의 피로 균열이 혹시 발생하여 위험할 수 있는 경우에도 걸림쇠가 플랜지를 잡고 있으므로 차륜 궤간이 해정될 위험이 없어진다. 만일 스프링 파손이 일어난 경우, 다음의 궤간 변경 시 또는 유지보수에 의해 발견될 때까지 안전한 주행이 가능하도록 하다가 스프링을 교체하면 될 것이다.

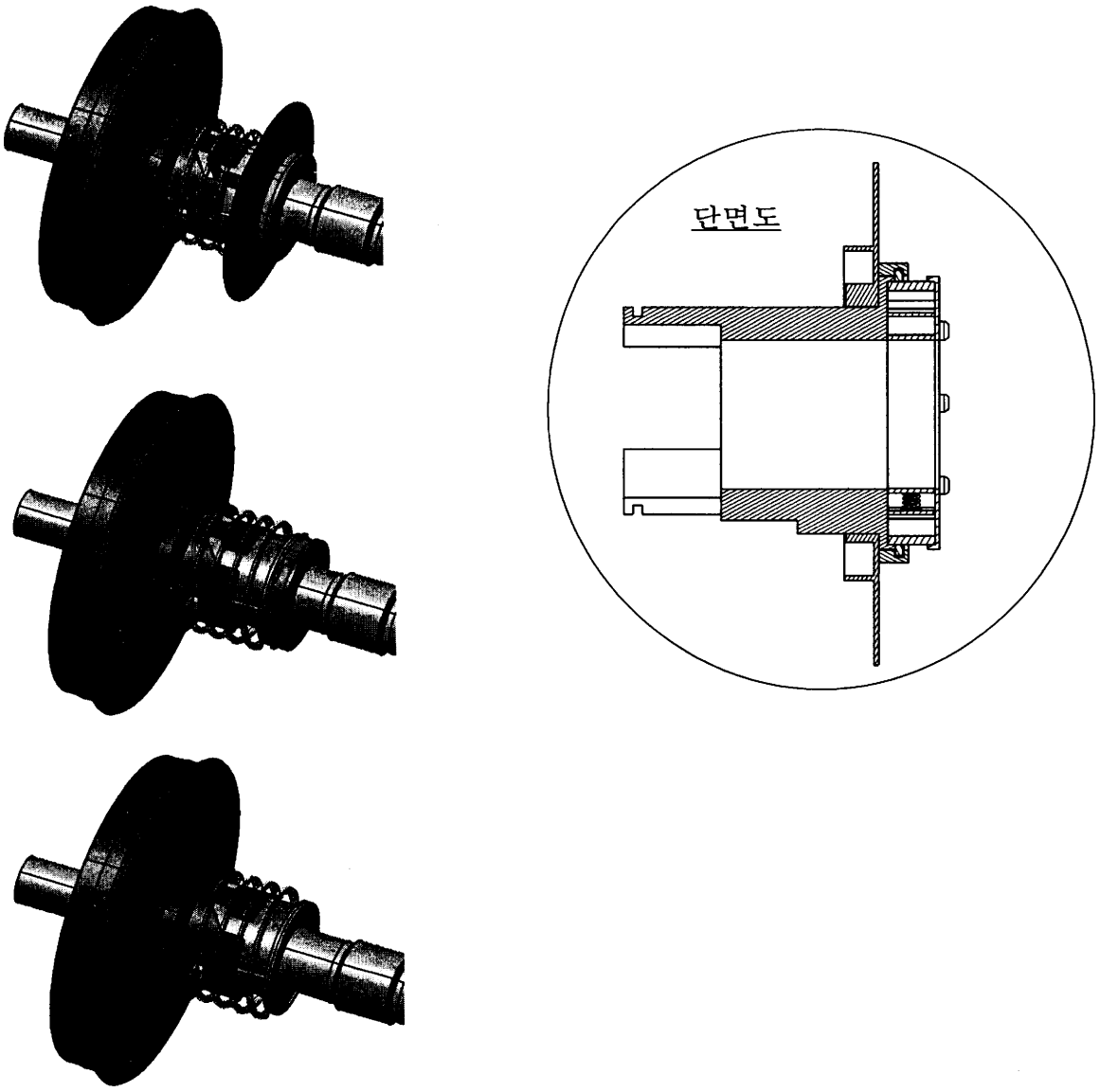


Fig. 4.22. 플랜지를 탈거하기 전후 모습과 걸림쇠부 탈거한 모습.

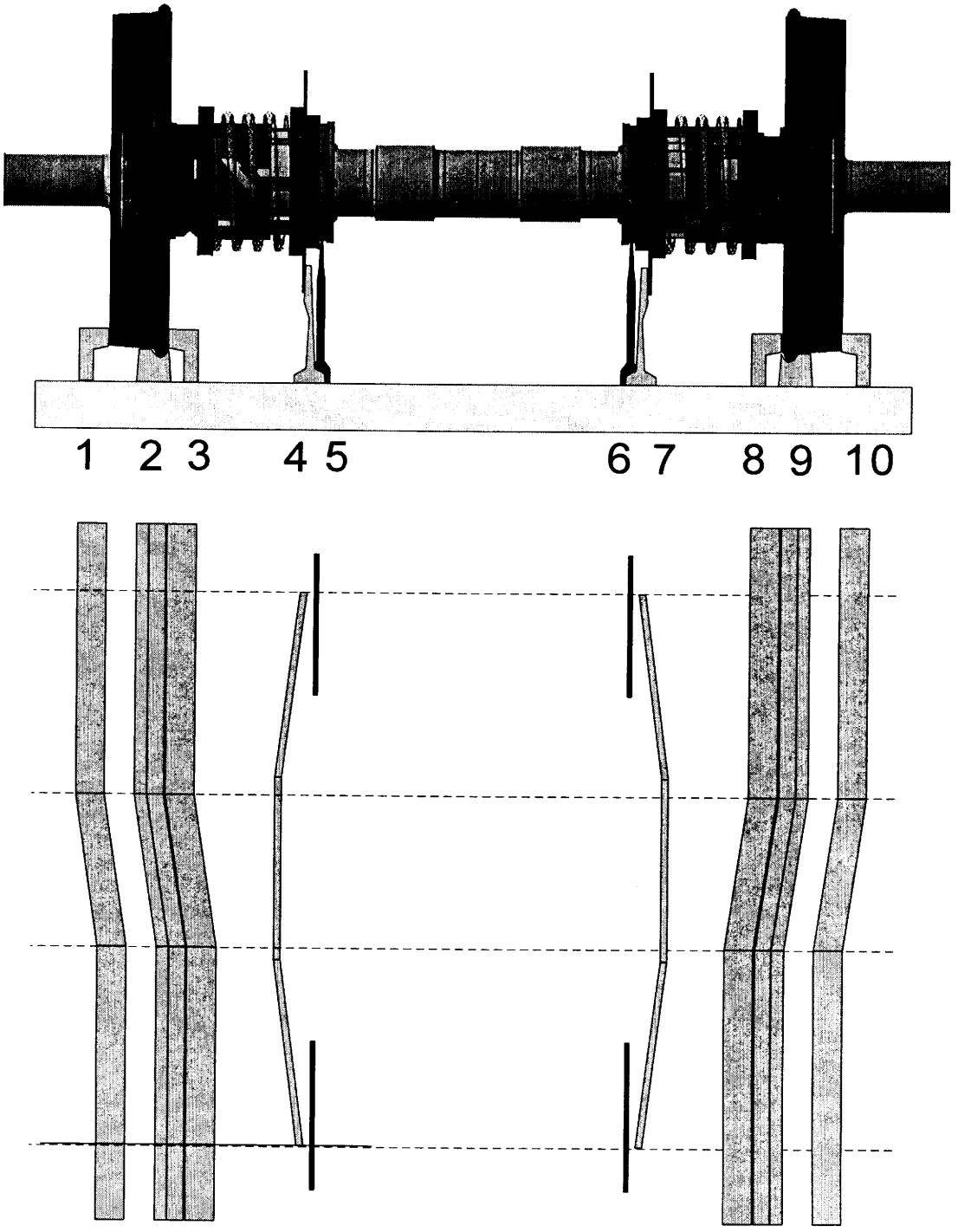


Fig. 4.23. 걸림쇠 해정 레일을 가지는 지상 궤간변환 시설 개략도.

제 5 장
궤간가변장치 상세설계

제 5 장 궤간가변장치 상세설계

제 1 절 궤간가변윤축 동특성 상세설계

1.1. Modal 특성 해석 개요

본 궤간가변 윤축의 경우 기존 윤축과 비교하여 디스크제동 방식의 경우 약 1.5배, 답면제동 방식의 경우 약 1.3배의 질량 증가가 있으며 2차 관성모멘트가 바뀔 뿐 만 아니라 차축 상에 궤간 변환을 위한 여러 부품들이 조합됨에 따라 기존 윤축과 그 동적/구조적 특성이 크게 바뀌게 된다. 철도 차량 윤축의 경우 큰 진동이 유발될 경우 각 부품의 마모 및 파손이 가속화되며, 심한 경우 차량 주행 특성에 영향을 미쳐 탈선의 원인이 될 수도 있으므로 궤간가변 시스템의 안전성 및 신뢰성 향상을 위하여 동적 응답 특성, 즉, modal 특성을 미리 파악하는 것이 중요하다. 이를 위해 유한요소해석법 (FEM)을 이용하여 기존 윤축 및 궤간가변 윤축의 modal 특성을 해석하여 각각의 eigen-frequency 및 eigen-mode를 비교/분석하여 윤축 시스템의 안전성 및 신뢰성 향상에 반영하고자 하였다.

본 절의 주요 내용은 다음과 같다.

- 기존 윤축에 대한 FEM modal 해석
- 궤간가변 윤축의 표준궤 상태에 대한 FEM modal 해석
- 궤간가변 윤축의 광궤 상태에 대한 FEM modal 해석
- 각 경우에서의 eigenmode 및 eigenfrequency 비교 분석

해석 방법은 다음과 같다.

- CATIA 모델을 FEM Processor로 importing
- 각 부품의 모델링 (질량 및 관성모멘트)
- FEM processor (ANSYSTM 8.1)을 이용하여 modal analysis
- Eigenfrequency의 변화 및 각 모드 특성 별 순서의 변동 비교/분석
- Eigenmode의 변화 비교/분석

1.2. 궤간가변 윤축의 FEM 모델 수립

본 연구에 사용된 유한요소모델 요소 및 물성치는 다음 표와 같다.

Table 5.1. 물성치 및 유한요소 모델.

항목		Data	비고
물성치	Young's Modulus	195 GPa	
	Poisson Ration	0.3	
	Density	7,860 kg/m^3	Cylinder에 대한 이론치 비교결과를 기준함
유한요소		ANSYS solid45	Prism / Tetrahedral요소는 사용 안함
모드해석방법		Subspace	6개의 rigid-body mode 포함

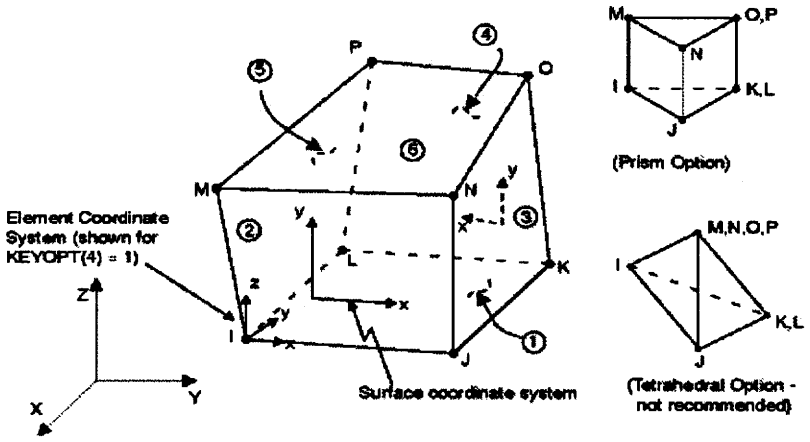


Fig. 5.1. 유한요소모델의 요소 (Element).

Table 5.2. 각 해석 모델 별 유한요소 모델의 Node와 Element 개수.

모델	Element	Node
기존 윤축 시스템	11,016	13,387
궤간가변 윤축 시스템 (표준궤)	27,504	33,401
궤간가변 윤축 시스템 (광궤)	27,072	32,869

가. 기존 윤축 시스템

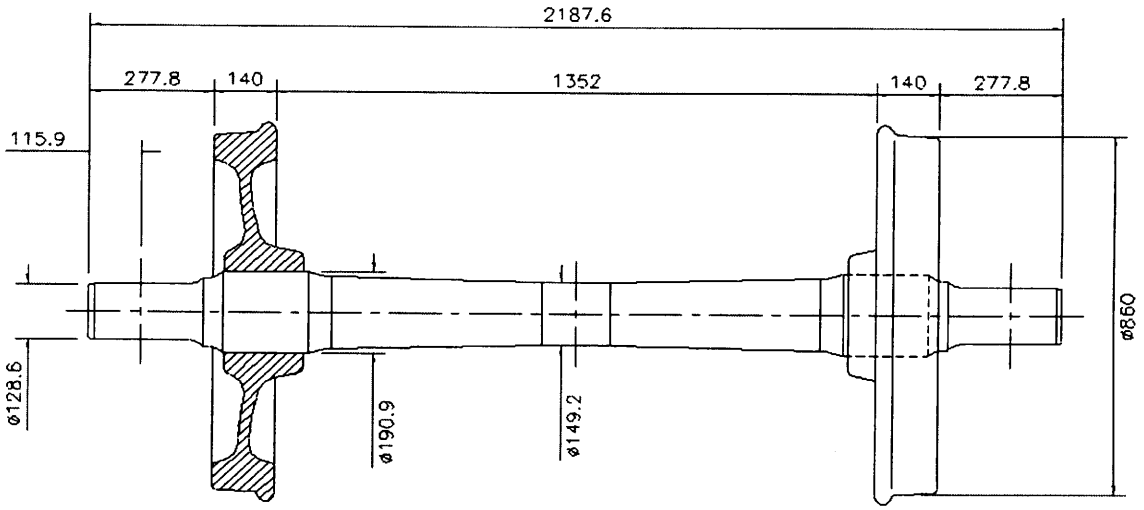


Fig. 5.2. 기존 윤축 시스템 도면.

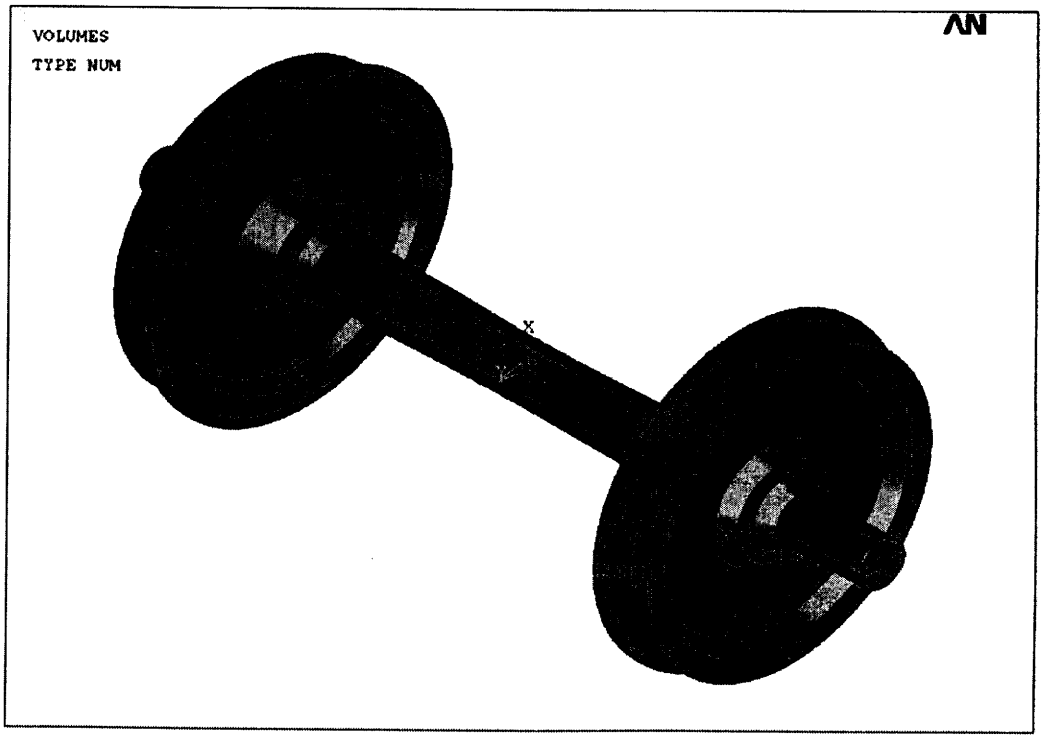


Fig. 5.3. 기존 윤축 시스템 체적 (volume) 모델.

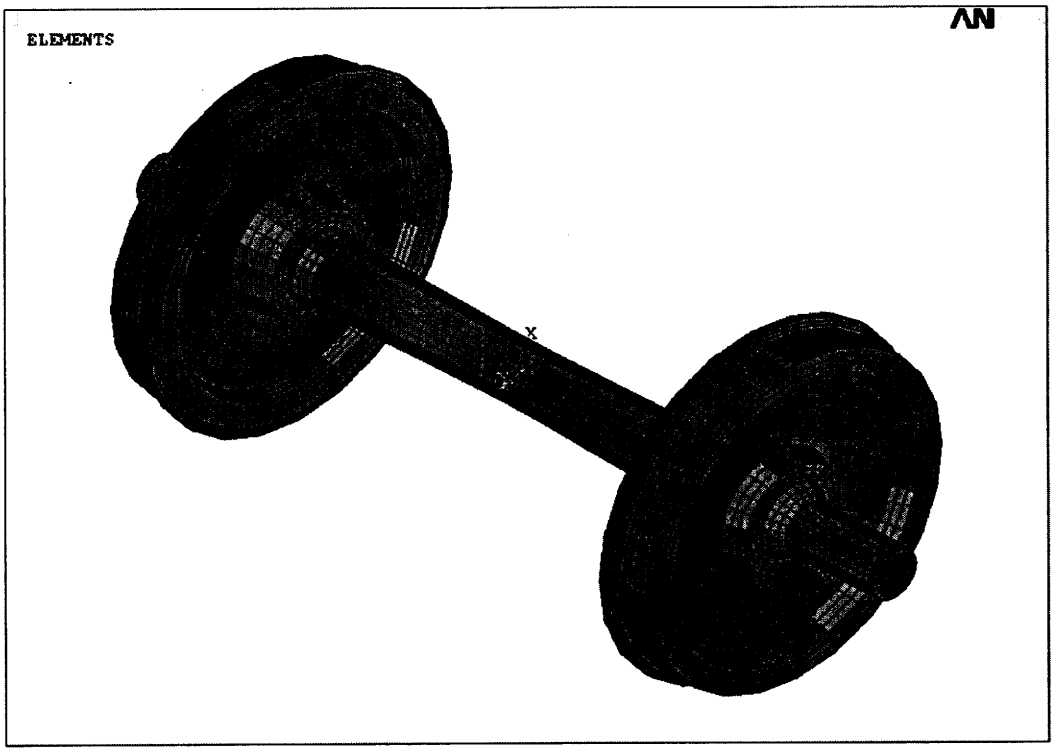


Fig. 5.4. 기존 윤축 시스템 유한요소 모델.

나. 궤간가변 윤축 시스템

궤간가변 윤축 시스템은 표준궤와 광궤 상태로 변환 되었을 때의 두 가지 모델을 별도로 하였으며, 다른 부품은 변경 없이 궤간을 표준궤는 1,435 mm, 광궤는 1520 mm에 해당하게 하였다. 한편, 궤간가변 시스템의 CATIA 모델을 FEM processor로 변환하는 과정에서 스프링과 같이 전체 시스템에 기여도가 작은 부품들은 유효 질량과 관성모멘트를 산출하여 질량중심점에 점질량으로 모델링을 하였고, 기타 체적 모델들은 최대한 해석에 반영하였다. 다음 그림들에서 궤간가변 윤축 체적 모델과 유한요소 모델은 동적 거동에 영향이 적은 벨로우즈 커버를 제외하고 내부의 금속 부품들을 주요하게 모델링한 것이다.

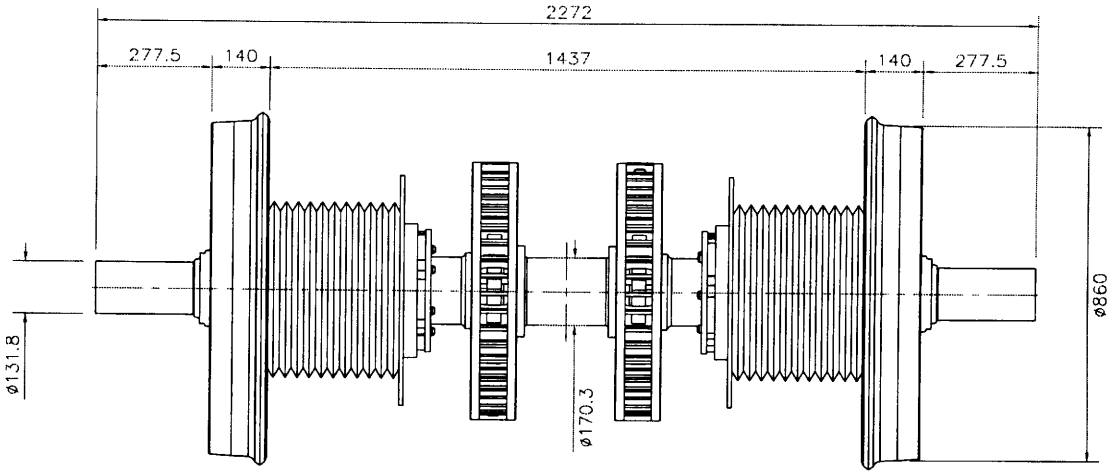


Fig. 5.5. 궤간가변 윤축 시스템 도면.

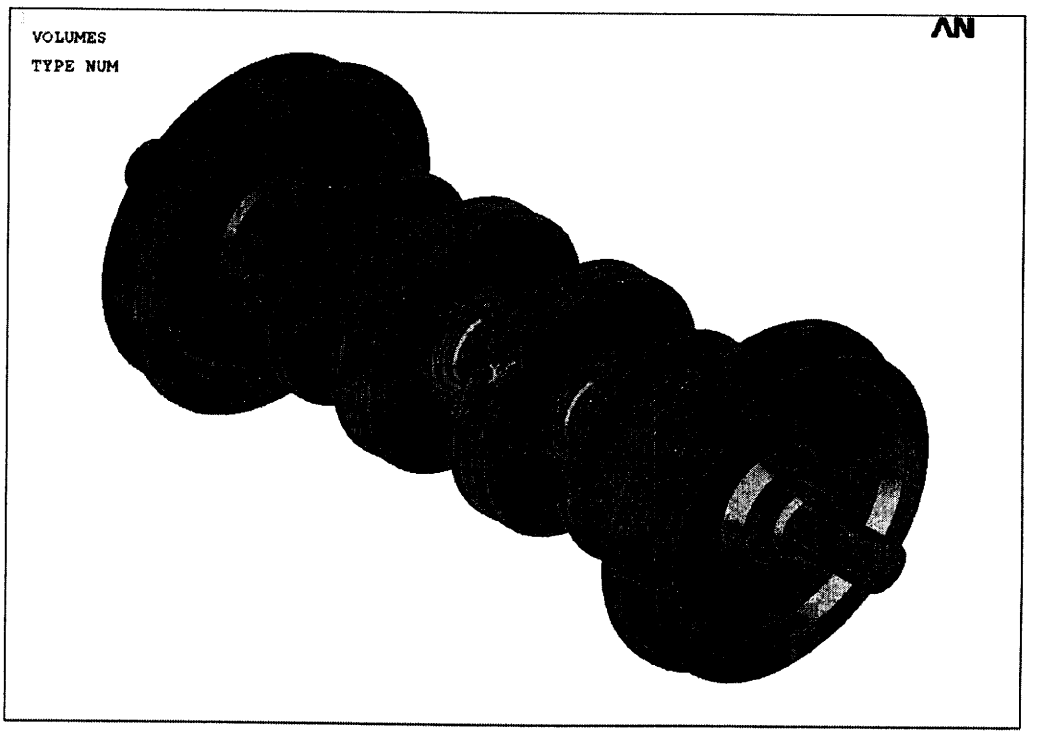


Fig. 5.6. 궤간가변 윤축시스템 체적 (Volume) 모델.

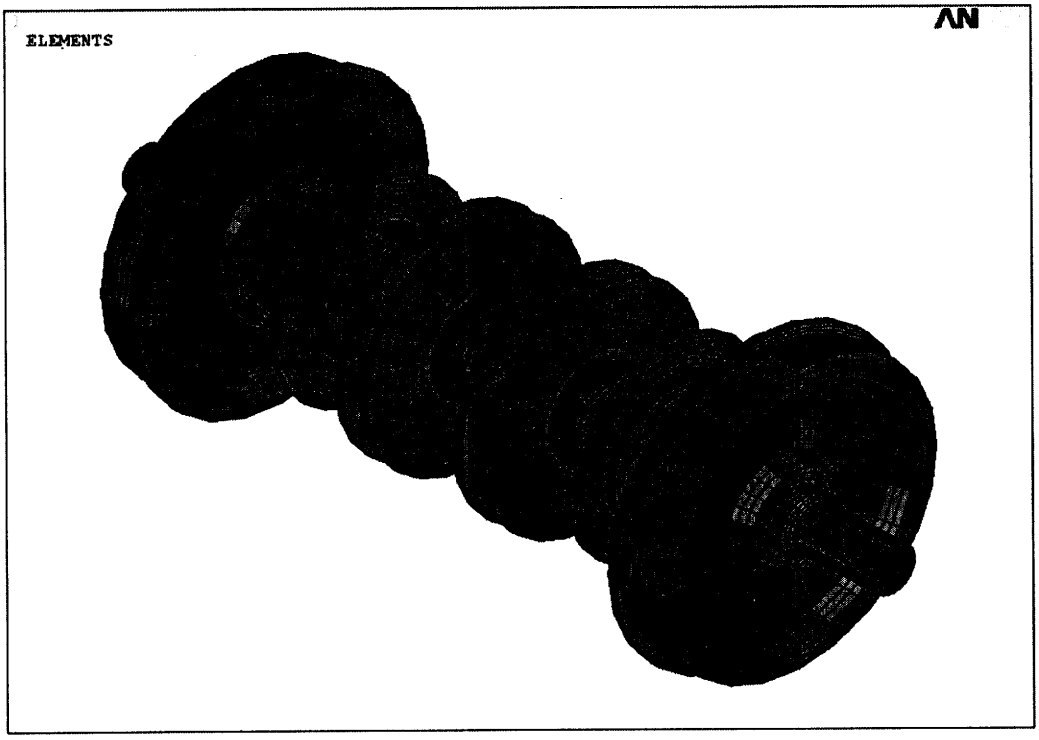


Fig. 5.7. 궤간가변 윤축시스템 유한요소 모델.

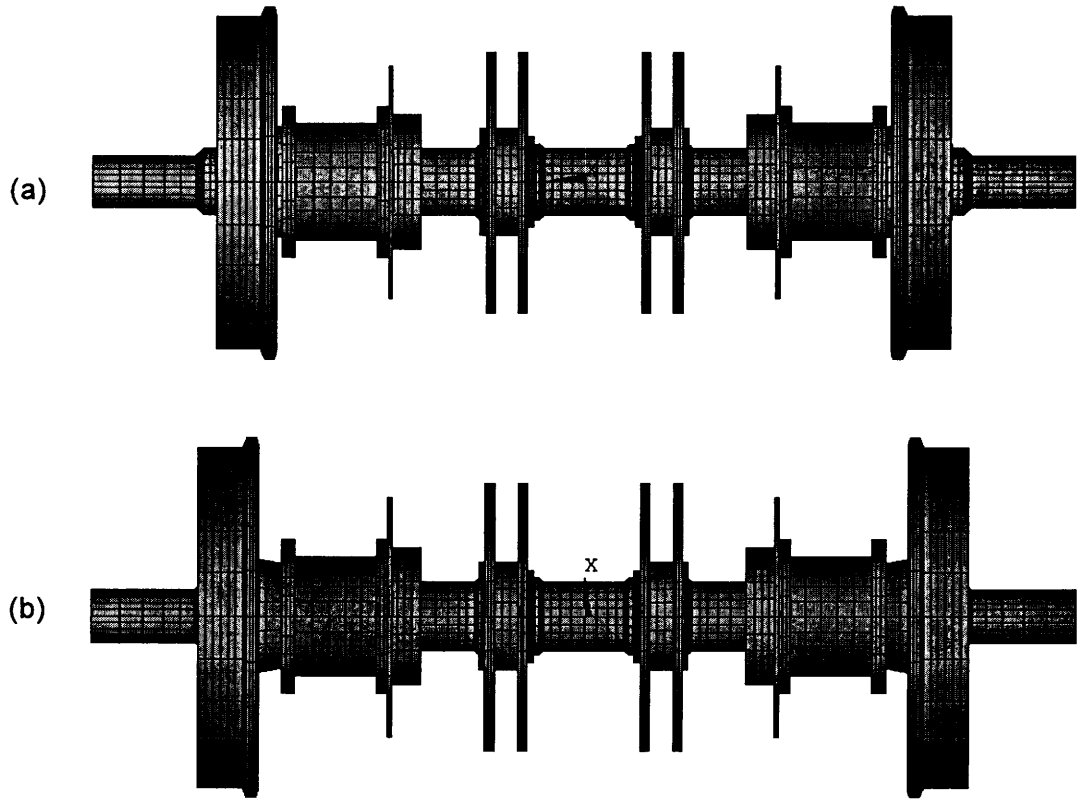


Fig. 5.8. 궤간가변 윤축 시스템의 표준궤와 광궤 상태의 유한요소 모델 비교. (a) 표준궤, (b) 광궤.

광궤의 경우 다른 부품들은 동일하고 바퀴의 위치만을 변경하여 모델링 하였으며, 이때 다른 부품들과의 연결 위치가 달라지므로 강성의 변화가 발생하게 된다. 이는 고유주파수의 변화뿐 만 아니라 모드의 발생 순서를 변화시키는 요인으로 작용할 것으로 예측된다.

1.3. 해석 결과 및 분석

가. 고유진동수 (Eigenfrequency)

다음 표는 각 해석 모델 별 고유진동수 결과를 요약한 것이다.

Table 5.3. 해석 모델별 고유 진동수 (Hz).

<table>
<tr><th rowspan="2">No.*</th><th rowspan="2">기존 윤축 시스템</th><th colspan="2">궤간가변 윤축 시스템</th></tr>
<tr><th>표준궤</th><th>광궤</th></tr>
<tr><td>7</td><td>65.85</td><td rowspan="2">85.96</td><td rowspan="2">82.12</td></tr>
<tr><td>8</td><td rowspan="2">80.28**</td></tr>
<tr><td>9</td><td>96.00</td><td>92.98</td></tr>
<tr><td>10</td><td rowspan="2">153.82</td><td rowspan="2">161.64</td><td rowspan="2">156.67</td></tr>
<tr><td>11</td></tr>
<tr><td>12</td><td>269.72</td><td rowspan="2">226.23</td><td rowspan="2">217.55</td></tr>
<tr><td>13</td><td rowspan="2">300.90</td></tr>
<tr><td>14</td><td>278.29</td><td>276.87</td></tr>
<tr><td>15</td><td>423.84</td><td>321.66</td><td>306.83</td></tr>
<tr><td>16</td><td rowspan="2">454.19</td><td rowspan="2">324.32</td><td>321.35</td></tr>
<tr><td>17</td><td rowspan="2">324.24</td></tr>
<tr><td>18</td><td rowspan="2">454.19</td><td>325.73</td></tr>
<tr><td>19</td><td rowspan="2">325.86</td><td rowspan="2">325.37</td></tr>
<tr><td>20</td><td>542.32</td></tr>
</table>

* ANSYSTM 결과 상의 order이며, 1~6은 강체진동(rigid-body motion에 해당함).

** 축대칭 (Axis-symmetry)에 의한 진동수 중복.

궤간가변 윤축 시스템의 표준궤의 경우 전체적인 질량의 증가로 고유주파수간 간격이 좁아지게 되며 이는 광궤의 경우도 마찬가지이다. 이는 다음 절의 고유모드 형상 비교를 통해 보다 자세히 살펴볼 수 있지만, 표준궤의 경우 부품의 증가로 비틀림 모드가 새로이 발생함을 볼 수 있다. 한편, 광궤의 경우 표준궤에 비해 주파수 변동이 발생하는데, 이는 wheel의 위치가 변경되면서 부품간의 연결 위치가 변하여 전체적인 강성의 변화로부터 기인하는 것으로 파악된다. 특히, 첫 번째 비틀림 모드와 굽힘 모드의 고유주파수가 약 3 Hz 정도 감소하게 되는데, 이는 광궤의 경우 가장 큰 질량물인 wheel의 위치 변경에 따라 전체 시스템의 고유진동수 감쇠를 야기하기 때문이다. 이러한 발생순서의 변화는 다음 절의 모드 형상 비교를 통해 보다 자세히 볼 수 있다.

나. 고유모드 (Eignemode)

(1) 비틀림 모드 (Torsional mode)

비틀림 모드의 주파수는 기존 윤축 시스템과 궤간가변 시스템 (표준궤/광궤) 각각 65.85, 96.0 / 92.98 Hz로 나타났다. 궤간가변 시스템의 경우 질량의 증가보다는 다른 부품들의 추가로 인한 강성 증가의 영향이 더 크게 나타남을 볼 수 있다. 이로 인해 고유주파수 발생순서가 기존 윤축 시스템에서는 비틀림 모드가 가장 낮은 차수이나 궤간가변 시스템의 경우 굽힘 모드가 먼저 발생하게 된다.

(a)

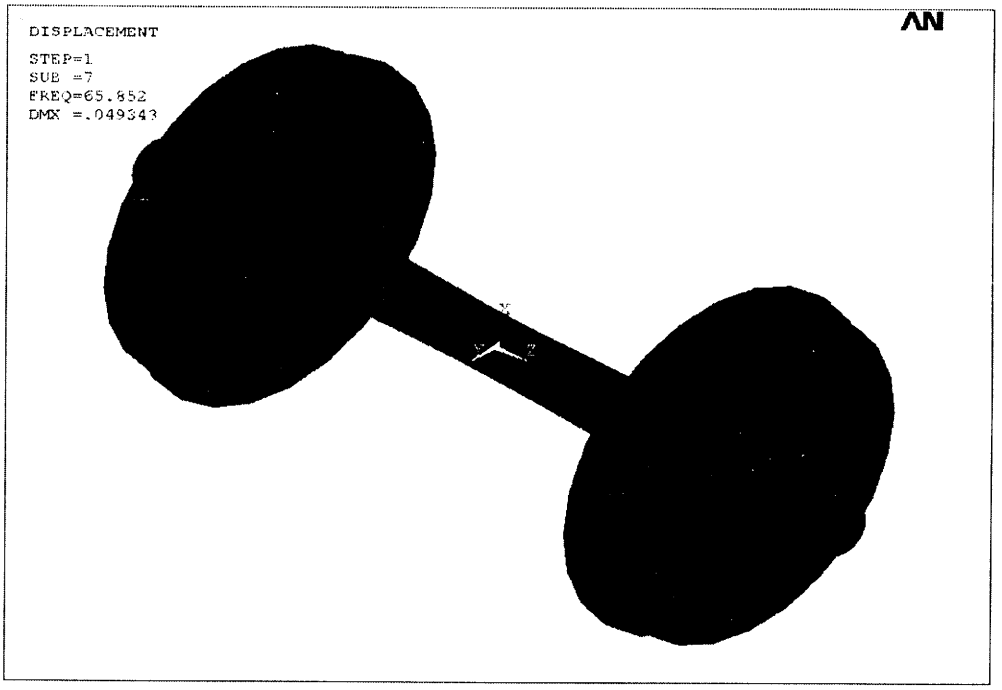
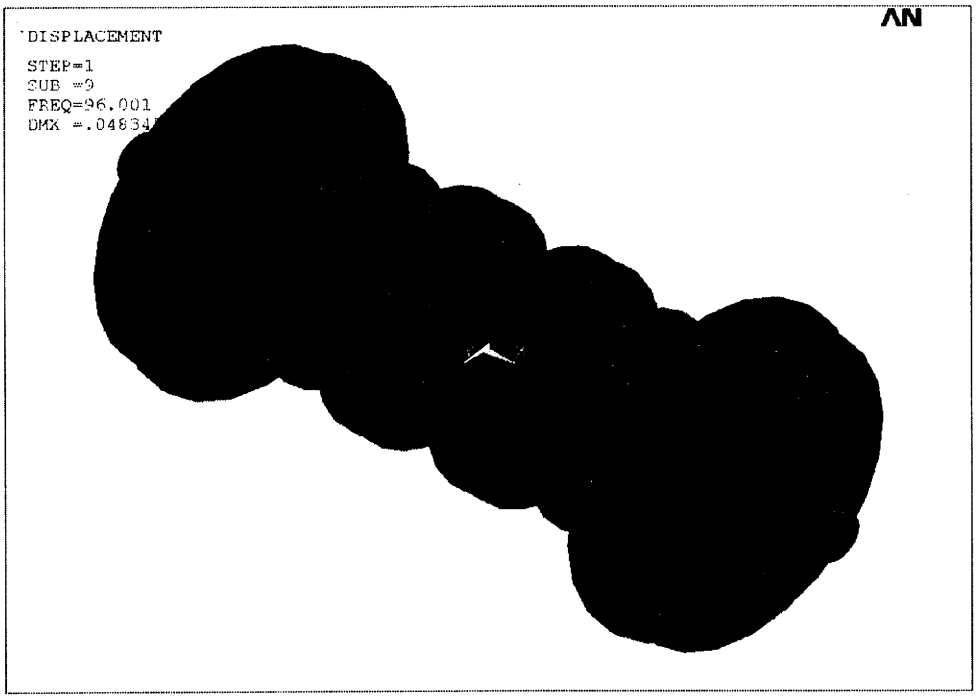


Fig. 5.9. 계속.

(b)



(c)

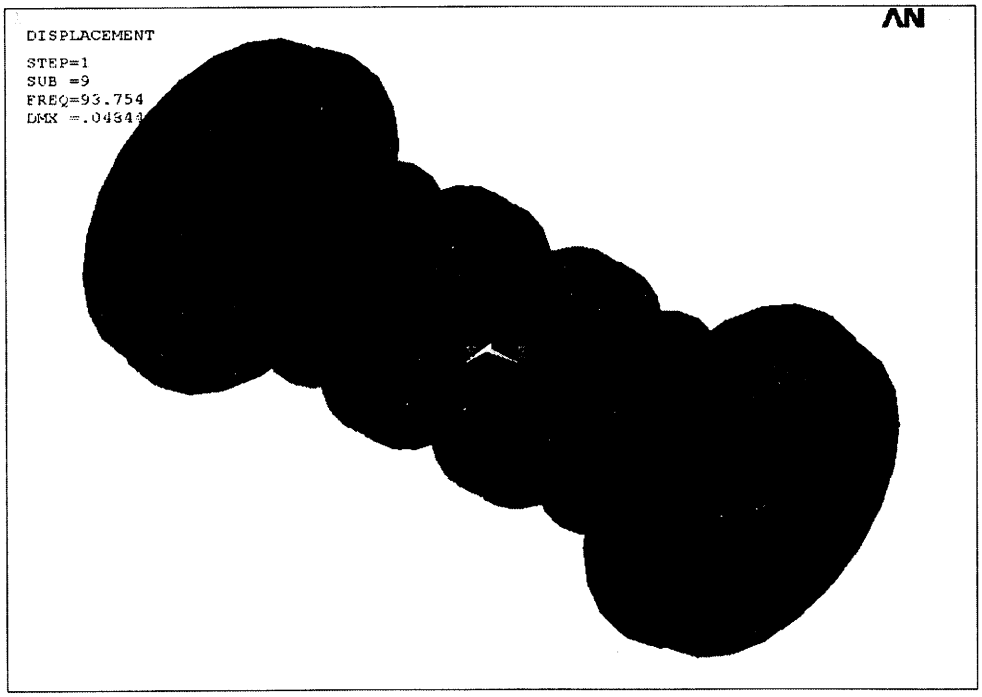
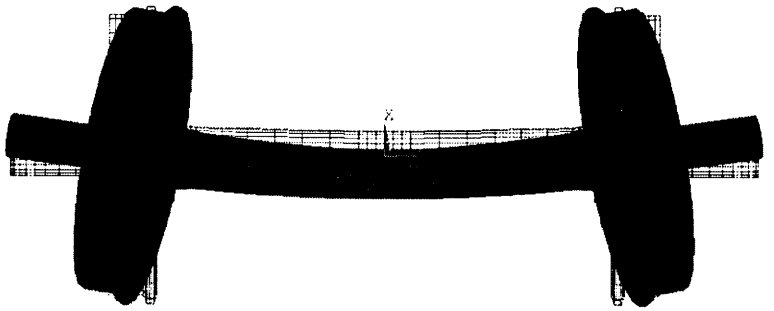


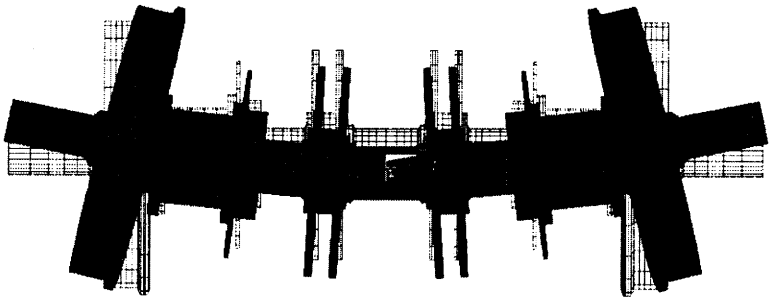
Fig. 5.9. 윤축 시스템의 비틀림 모드 형상. (a) 기존 윤축 시스템, (b) 궤간가변 윤축 시스템 (표준궤), (c) 궤간가변 윤축 시스템 (광궤).

(2) 굽힘 모드 (Bending mode)

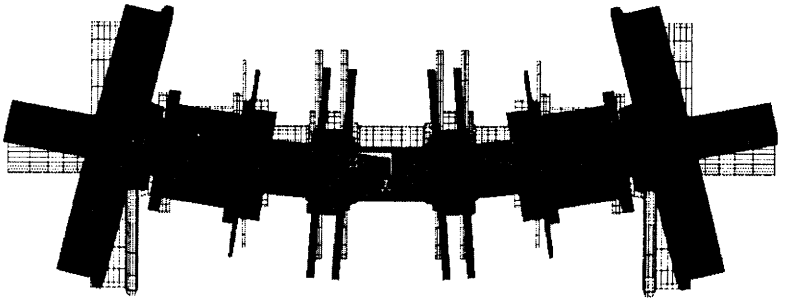
1차 굽힘 모드의 고유주파수는 기존 윤축 시스템과 궤간가변 시스템 (표준궤/광궤) 각각 80.28, 85.96, 82.12 Hz로 나타났다. 전체적으로 가장 큰 질량물인 wheel의 무게에 따라 유사한 주파수 성분을 갖는 것으로 파악된다. 한편, 2차 굽힘 모드는 각각 153.82, 161.64, 156.67 Hz로 궤간가변 시스템의 고유주파수가 약간 증가하는 것으로 나타났다.



(a)



(b)



(c)

그림 5.10. 윤축 시스템의 굽힘 모드 (1차) 형상. (a) 기존 윤축 시스템, (b) 궤간가변 윤축 시스템 (표준궤), (c) 궤간가변 윤축 시스템 (광궤).

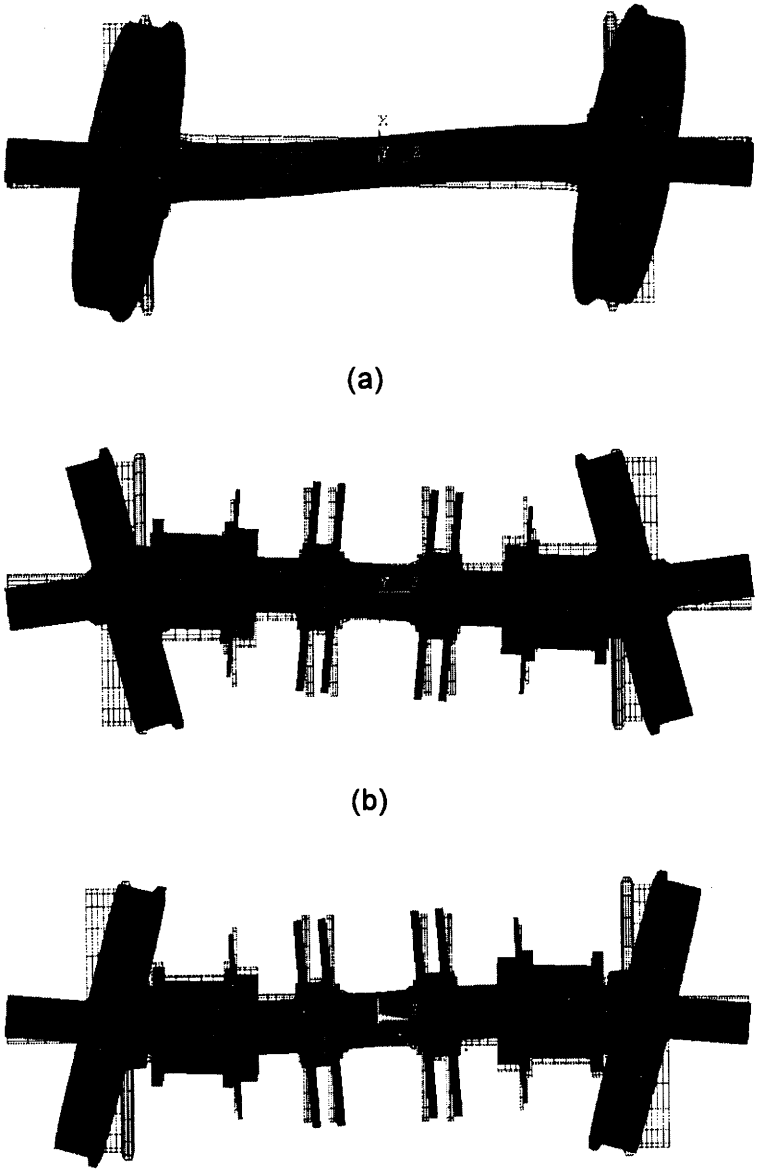


Fig. 5.11. 윤축 시스템의 굽힘 모드 (2차) 형상. (a) 기존 윤축 시스템, (b) 궤간가변 윤축 시스템 (표준궤), (c) 궤간가변 윤축 시스템 (광궤).

한편, 윤축과 바퀴의 반대위상 굽힘모드 (1차)는 각각 300.90, 226.23, 217.55 Hz로 궤간가변 시스템의 주파수 감소량이 비교적 크게 나타났다. 이는 바퀴를 제외한 기타 부품들이 윤축의 질량을 증가시키기 때문인 것으로 파악된다.

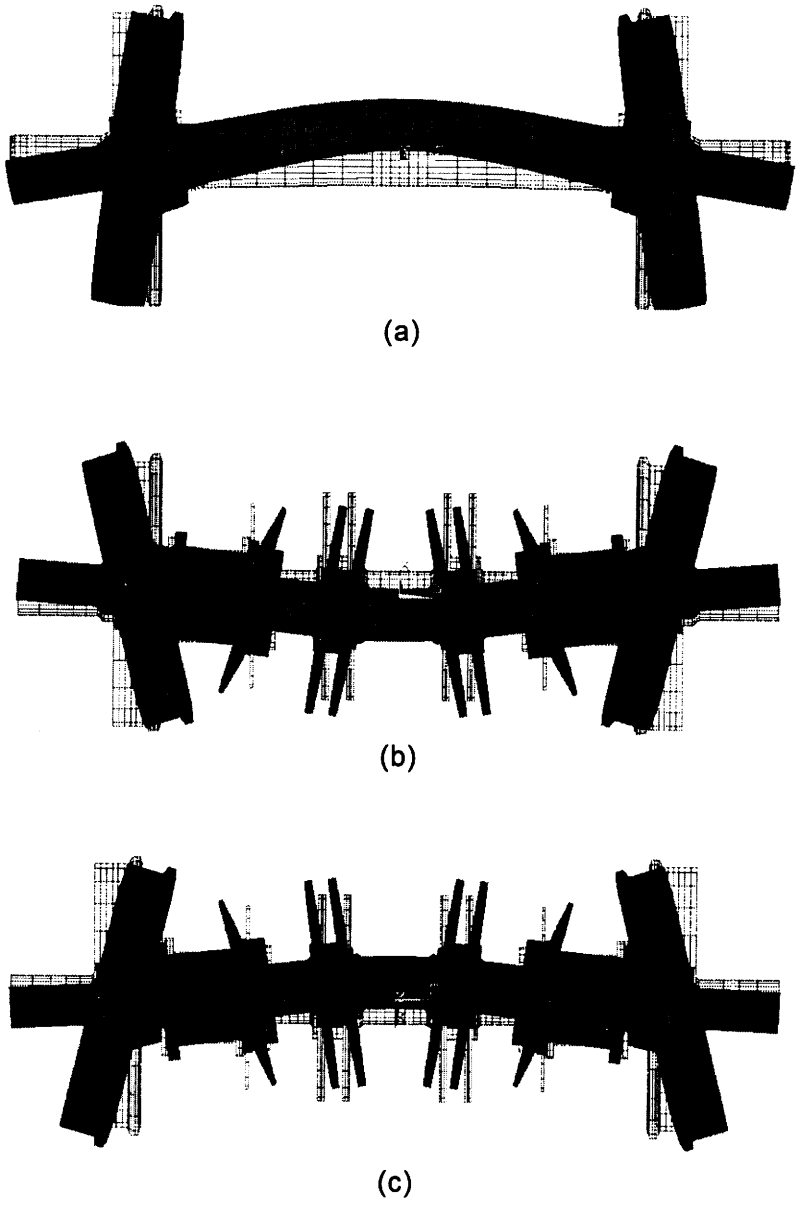


Fig. 5.12. 윤축 시스템의 반대위상 굽힘 모드 (1차) 형상. (a) 기존 윤축 시스템, (b) 궤간가변 윤축 시스템 (표준궤), (c) 궤간가변 윤축 시스템 (광궤).

(3) 바퀴 진동 모드 (Wheel mode)

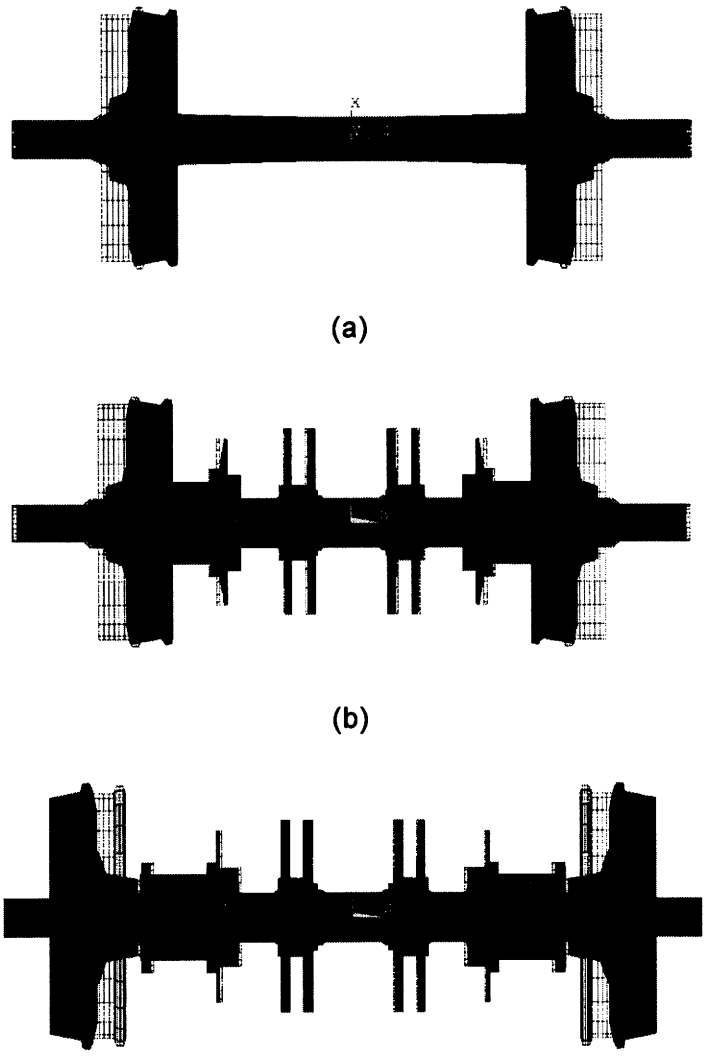


Fig. 5.13. 윤축 시스템의 바퀴 진동 모드 (Out-of-phase)형상. (a) 기존 윤축 시스템, (b) 궤간가변 윤축 시스템 (표준궤), (c) 궤간가변 윤축 시스템 (광궤).

양쪽 바퀴의 반대위상 진동모드는 기존 윤축 시스템과 궤간가변 시스템 (표준궤/광궤) 각각 269.72, 278.29, 276.87 Hz로 굽힘/비틀림 모드와 달리 주파수가 증가하였는데, 이는 궤간가변시스템에서 바퀴를 구속하고 있는 부품들에 의해 시스템의 강성이 증가했기 때문이다. 특히, 굽힘 모드와의 고유주파수 순서가 바뀌어 나타나고 있다.

(4) 개별 진동 모드

기존 윤축 시스템의 경우 바퀴의 진동모드가 발생하고 있지만, 궤간가변 시스템의 경우 바퀴보다 강성이 낮은 Release Disk의 진동 모드가 먼저 발생하고 있고, 본 검토에서 고려한 20차수 모드 이내에서는 바퀴만의 진동모드가 발생하지 않지만, 두 시스템에서 바퀴의 특성 변화가 크지 않기 때문에 유사한 주파수에서 고유모드가 존재할 것으로 판단된다.

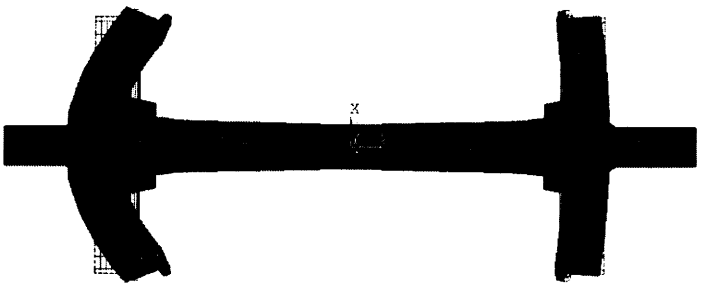


Fig. 5.14. 기존 윤축 시스템의 바퀴 진동 모드.

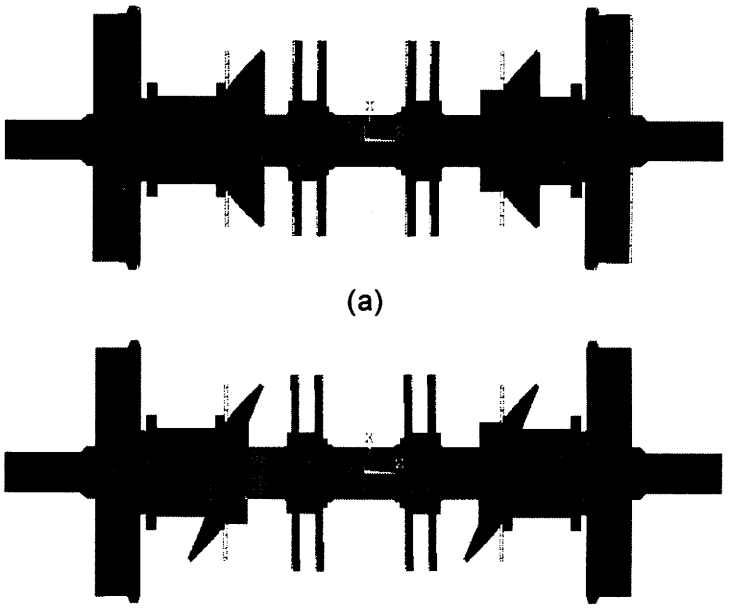


Fig. 5.15. 궤간가변 윤축 시스템(표준궤)의 Release Disk 진동 모드. (a) 1차, (b) 2차.

한편, 광궤의 경우 바퀴의 위치 변경에 따라 표준궤에서는 명확히 나타나지 않는 2차 비틀림 모드가 발생하게 되는데, 이는 가장 큰 질량물인 바퀴의 관성에 의한 것으로 판단된다.

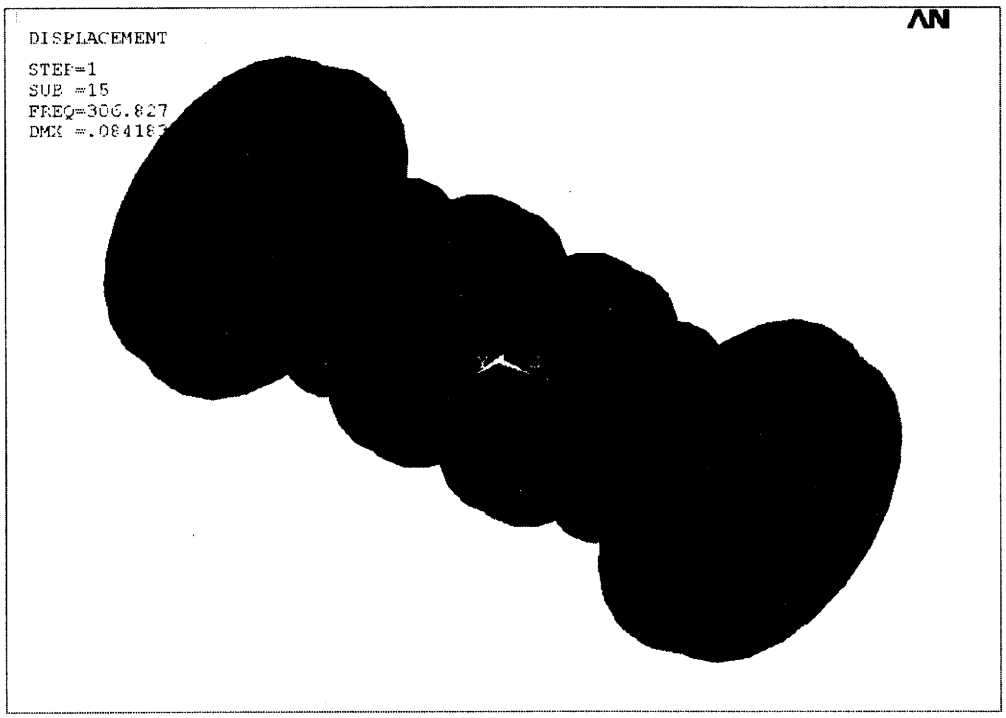


Fig. 5.16. 궤간가변 윤축시스템 (광궤)의 비틀림 (2차) 모드.

1.4. 궤간가변 윤축 Modal 해석 부분 고찰

본 절의 수치해석 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 궤간가변 윤축 시스템의 경우 바퀴의 궤간 변경을 위한 부품의 추가로 전체적으로 질량 (약 1.5배)의 증가와 함께 윤축의 강성을 증가시키게 되었다. 이로 인해 시스템의 비틀림 및 굽힘 모드의 고유주파수는 기존 윤축 시스템에 비해 증가되는 것으로 나타났다. 특히, 비틀림 모드의 경우 윤축의 강성 증가로 굽힘 모드와의 상대적 순서가 바뀌게 된다.

(2) 기존 윤축 시스템의 경우 최저 고유주파수가 65.85 Hz이지만, 궤간가변 시스템의 경우 85.96 Hz (광궤 기준)로 나타났다. 하지만, 부품의 증가 및 모드 질량의 부분적인 증가로 동일 주파수 대역 내에서 더 많은 고유 모드가 존재하게 되므로 최종 설계 시 이를 적절히 반영하는 것이 필요하다. 특히 320 Hz 부근에서 Release Disk의 판 진동을 비롯한 다수의 모드가 존재하는 것으로 나타났으므로 외력의 주파수 성분과의 일치 여부를 확인해야 할 필요성이 있을 것으로 판단된다.

(3) 궤간가변 시스템의 경우 추가 부품의 개별 고유모드가 발생하게 되는데, 비교적 강성이 낮은 Release Disk의 고유 진동 주파수가 바퀴의 주파수 보다 낮게 발생됨을 볼 수 있다.

(4) 한편, 광궤의 경우 가장 큰 질량물인 바퀴의 위치 변경에 따라 전체적으로 질량 증가 효과가 크게 나타나고 있으며, 이는 결과적으로 주요 진동 모드의 고유주파수를 표준궤에 비해 낮추는 역할을 하는 것으로 나타났다.

(5) 또한, 광궤의 경우 표준궤에서는 명확하지 않던 2차 비틀림 모드가 Release Disk 판 진동 모드 이전에 존재하는 것으로 나타났고, 이는 바퀴의 위치 변경에 의한 시스템 관성 변화로부터 기인한 것으로 시스템의 고유 모드 순서를 변경시키는 결과로 나타났다.

1.5. 윤축 궤간 허용공차

윤축의 궤간 또는 레일의 궤간은 철도차량이 탈선하지 않고 안전하게 운행하도록 하기위해서 정밀하게 관리되어야 하는 인자이다. 궤간은 주행 시 차량의 동적 성능에 영향을 주고 적절하게 관리되지 않을 경우 주행 시 탈선에 이를 수도 있다. 궤간가변 윤축에서 궤간은 잠금기구의 수나사 부분과 차륜의 암나사 부분의 결합 및 고정에

의해 유지된다. 기계 부품은 제작상의 공차나 작동 중의 마모 등에 의해 공차가 발생하므로 허용공차를 파악하여 제작 및 유지보수 시에 적용하여야 한다. 본 절에서는 우선 궤간가변 윤축에서 궤간의 허용공차를 정하는데 참고하기 위해 국내 표준궤 철도와 러시아 광궤 철도에서의 윤축 궤간 허용치를 살펴본다.

먼저 표준궤 상태에 관해서 살펴보기 위해 우리나라의 철도 규정을 정리하면 다음과 같다. "국유철도건설규칙 (철도청, 2000)"이 "철도건설규칙 (건설교통부령 제453호, 2005)"으로 개정되면서 차량에 관련한 조문이 삭제되었으나 대부분의 현재 차량들이 국유철도건설규칙을 따라서 제작되었으므로 해당 자료를 참조할 수 있다. "국유철도건설규칙, 제 6장 차량, 제 66조 차륜"에서는 다음과 같이 기술하고 있다.

① 차륜의 직경은 차륜한쌍의 중심선으로부터 750밀리미터의 거리에 있는 답면에서 측정하여 768밀리미터 이상으로 하여야 한다. 다만, 기관차는 이에 의하지 아니할 수 있다.

② 차륜의 폭은 130밀리미터 이상 150밀리미터 이하로 하여야 한다.

③ 차륜의 두께는 19밀리미터 이상으로 하여야 한다.

④ 차륜한쌍의 내면거리는 1천352밀리미터 이상 1천356밀리미터 이하로 하여야 한다.

위에서 차륜한쌍의 내면거리는 차륜 궤간의 허용 오차와 관계가 있다. 즉 4 mm의 범위가 가능하다고 할 수 있다.

한편, 러시아 철도차량의 윤축 궤간 치수는 다음 표에 나타내었다. 러시아 철도차량 윤축 관련한 유지보수 등의 자세한 사항은 부록 B에 수록하였다.

Table 5.4. 러시아 철도차량 차륜 간의 주요치수.

차량의 종류	차륜*의 내부 가장자리 사이의 길이, mm	
	최대	최소
화차, 또는 이동냉동차 운행속도 120km/h까지	1443	1437
객차, 운행속도 120km/h 까지	1443	1437
객차 a) 최소 속도 120, 최대 속도 140km/h b) 최소 140, 최대 160km/h	 1443 1433	 1439 1439
지방이나 도시 철도용 객차	1433	1437

* 적재 화물 없는 윤축만 측정한다.

** 차축머리 butt로부터 reduction driving gear가 있는 윤축의 균일한 shape은 최대 4 mm이다.

위에서 차륜 한쌍의 내면거리는 화차의 경우 1443~1437 mm로 허용오차가 6 mm 범위이다. 따라서 표준궤와 광궤를 달려야 하는 궤간가변 윤축의 경우 차륜의 궤간 오차범위를 표준궤의 4 mm와 광궤의 6 mm 중에 그 값이 더 작은 4 mm 범위로 하는 것이 타당하다. 이와 같이하면 광궤를 달릴 경우에 허용오차보다 더 작으므로 문제가 발생하지 않으며 또한 표준궤의 허용오차를 만족하게 된다.

한편 궤간가변 윤축의 궤간 허용오차 결정에 있어서 궤간 변환설비와의 호환성도 고려하여야 한다. 가이드/그루브 레일의 배치에 있어서 한쪽 차륜을 잡아주는 안쪽 및 바깥쪽 가이드 레일의 거리는 143 mm이다. 따라서 폭 140 mm의 차륜이 통과할 때 궤간 허용오차 범위 4 mm일 경우 그 오차가 -2 또는 +2 mm이므로 가이드/그루브 레일을 원활하게 통과할 수 있다.

제 2 절 궤간가변장치 주행성능 관련 설계

2.1. 궤간가변 화차용 대차 기본안

본 절에서는 궤간가변 윤축이 장착될 화차에 대해서 다룬다. 본 궤간가변 장치는 모듈형으로서 대차를 완전히 처음부터 설계하지 않고, 기존 대차 구조에 대해 최소의 변경을 통해 궤간가변 윤축을 장착함으로써 기존 시스템에 궤간 가변 성능을 추가할 수 있게 한다는 데 있다. 특히 표준궤에서 운행 중인 대차에는 대차 프레임의 폭을 광궤와의 차이만큼 증가시키고 필요 시 제동장치 및 현가장치의 변경을 거쳐서 궤간가변 윤축을 장착할 수 있으며, 광궤에서 운행 중인 대차에는 대차 프레임 폭의 변경이 필요 없이 제동장치 및 현가장치에 대한 일부 변경을 거치면 궤간가변 윤축을 장착할 수 있다.

궤간가변 윤축을 장착한 대차에서도 대차가 가져야 하는 기본 성능과 역할을 모두 만족할 수 있어야 한다. 따라서 본 절에서는 대차에서 요구되는 성능과 역할을 정리한 후, 그러한 요구조건을 만족하면서 본 궤간가변 윤축이 장착될 대차 방안에 대해서 다룬다.

2.1.1. 대차 기본 성능과 자동 궤간변환 기능

대차(bogie, truck)는 차륜과 차체를 연결하여 차체 및 차체가 받는 하중을 지지하여 안전하게 레일 위를 주행할 수 있게 한다. 동력차인 경우에는 차륜 답면에서 얻은 인장력을 차체와 연결기에 전달하는 역할도 한다. 또한 차륜과 레일의 접촉을 이용하여 제동 작용을 수행하기도 한다. 현재 철도차량의 주행 장치는 일부 화물차를 제외하고는 대차 형식구조를 하고 있다.

대차의 희망 조건으로는 고속 주행 시 직진성이 좋으면서 곡선통과 성능이 좋고 충분한 안전도를 가져야 하며, 진동/소음이 적고 승차감이 좋아야 한다. 또한 구조적인 성능이 보장되어 마모나 파손, 고장 등이 적어 유지보수가 쉬워야 하며 경제적이고 경량이어서 궤도에 미치는 영향 등이 작아야 한다.

고속 주행 시 직진성을 높이고 사행성을 일으키지 않도록 하는 방안은 다음과 같다.

- 대차 중심간 거리: 크게 한다.
- 고정축간 거리: 크게 한다.
- 윤중: 작게 한다.
- 차륜경: 크게 한다.
- 스프링하 질량: 작게 한다.

- 스프링간 질량: 작게 한다.
- 차륜 답면구배: 작게 한다.
- 대차 회전관성 반경: 작게 한다.
- 차체 회전관성 반경: 작게 한다.
- 대차 회전저항: 크게 한다.
- 액슬박스 전후 지지 강성: 크게 한다.

특히, 궤간가변 윤축에서는 기존 윤축보다 그 질량이 증가한다. 따라서 스프링하 질량이 커지게 되는데 다음 절에서 그 영향을 살펴볼 것이다.

한편, 위의 직진성을 높이는 사항들은 대부분은 곡선통과성능을 악화하는 방향으로 작용하는 것이므로, 실제 차량제원 결정에 있어서는 임계속도를 실용속도의 범위에서 문제가 일어나지 않게 하면서 곡선통과성능이 좋도록 설계하여야 한다. 곡선통과성능과 관련된 주행 안정성의 향상에는 횡압과 관련이 크다. 대차가 곡선을 통과할 때 대차가 레일에 안내되어 전향 시 차체의 연장선이 곡선의 중심을 통과하지 않아 발생한다. 특히 후에 살펴보겠지만 본 과제에서 다루는 화차에서 사이드베어러 지지인 경우에 마찰력에 의해 전향에 대한 저항력이 있기 때문에 대차가 전향하는데 횡압이 크게 되는 경향이 있다. 일반적으로 대차의 회전저항은 저속에서의 급곡선 통과 시에는 작고, 고속 직선 주행 시에는 크게 하는 것이 좋다. 또 곡선 통과 시 곡선 반경에 따른 캔트에 의해 차량 속도가 제한을 받는데 고속으로 곡선에 진입했을 경우 원심력이 커져 캔트가 부족한 만큼 초과 원심력이 생기게 된다. 이러한 힘에 의해 차륜이 곡선의 외측을 누르게 되는 횡압이 발생한다. 이에 대하여 캔트에 의한 대책만으로 부족한 경우 틸팅방식의 대차로 해결할 수 있으며, 궤간가변 차량에 관해서는 현재 일본에서 궤간가변 가능한 틸팅열차를 여객용 및 고속용으로 개발하고 있다. 그러나 본 과제에서는 화차용을 대상으로 하고 있으므로 틸팅은 고려하지 않기로 한다.

대차의 주요 구성품은 대차 프레임 (bogie frame), 현가장치 (suspension), 댐퍼 (damper), 차축 (axle), 액슬박스 (axle box), 제동장치, 스윙볼스터 (swing bolster) 등으로 이루어진다. 여객용에서는 고속으로 주행하면서 승차감을 좋게 하기 위하여 많은 개선이 이루어지고 여러 종류의 구조와 현가장치 등이 이용되고 있다. 특히 스윙볼스터 장치는 주행 중 차체의 횡진동과 곡선통과 시 차체의 변위에 대하여 복원력을 주어 승차감을 좋게 하기 위해서 설치하는 것이다. 그러나 최근에는 차체와 대차프레임이 직접 공기스프링으로 결합하여 진동을 흡수하는 볼스터레스 대차가 주류를 이루고 있다. 반면에 화차에서는 경제성과 유지보수 수월성의 이유 때문에 가급적 복잡한 현가장치를 이용하지 않는 경향이 있다.

기존의 화차용 대차로는 3-piece 주강대차와 용접일체형 고속대차가 주로 이용되고 있다. 우리나라에서 이용되고 있는 용접일체형 고속대차는 기존 barber형 주강대차의 주행성능을 향상시키기 위하여 유럽에서 가장 많이 쓰이고 있는 Y25

대차를 들여와 국내 선로에 대한 적응과정을 거쳐 개발된 차량으로서 1993년에 시제품이 나오고 1999년에 실용화되었다. 최근에 제작되는 화물차량은 전량 용접구조형 고속대차를 적용한 차량이다.

2.1.2. 기존 대차에 대한 궤간가변장치 장착 방식

기존 고속대차를 살펴보면 대차 프레임은 1-piece형 용접구조이며, 1차 현가장치는 코일스프링을 적용한 윙스프링 형식의 페데스탈 (pedestal) 방식을 적용하고 있다. 대차 프레임의 사이드 프레임 양단부의 하면에 페데스탈을 설치하여, 액슬박스를 페데스탈 안내부에 조립한 구조로 되어 있다. 이때 액슬박스의 하부를 양측방향으로 달아내어 스프링 자리로 하고 페데스탈 양측에 2조의 스프링계를 날개처럼 배치한 형식이다. 1차 현가장치는 외측 코일스프링 (tare spring), 내측 코일스프링 (laden spring)이 한 쌍을 이루어 한쪽 차륜 당 2쌍이 배치되어 있다. 공차 시에는 외측 코일스프링이 작용하고 영차 시에는 외측과 함께 내측 코일스프링이 작용한다. 액슬박스의 수직방향 및 수평방향의 진동 감쇠를 위하여 Lenoir 링크를 이용한 마찰 감쇠 장치가 있다. 한편, 2차 현가장치에 해당하는 것으로 매우 큰 강성을 가지는 센터 피봇과 사행동을 감쇠할 수 있는 한 쌍의 사이드베어러 (sidebearer)가 있다. 사이드베어러는 사행동 (요잉)을 마찰 감쇠할 뿐만 아니라 차체의 하중을 일부 지지하며 차체의 롤링을 제한하는 역할을 한다. 센터 피봇은 병진운동 방향으로는 매우 큰 강성을 가지고 있으며 세 축으로의 회전 방향 변위가 가능하도록 되어 있다.

이상의 기존 대차를 변경하여 궤간가변 윤축의 치수에 맞게 대차의 형상 및 치수를 변경하여야 한다. 대차가 가지는 성능과 궤간변환 성능의 구현에 문제가 없다면 가급적이면 기존 대차에 가하는 변경이 최소가 될수록 경제적이므로 바람직할 것이다. 즉, 기존 대차 각 부품 및 시스템의 적정 설계에 소요된 많은 개발 노력과 비용을 고려할 때, 그러한 결과를 최대한 활용하고 향후 기존 대차 부품들과의 호환성을 향상시켜 유지보수 면에서도 유리할 수 있게 하고자 하였다. 따라서 먼저 궤간가변 윤축의 장착을 위해 대차 프레임 형상의 치수를 조정하고 향후 투입될 지역을 고려하여 주행특성과 연관된 현가장치 및 부품 소재를 확인 및 설계한다.

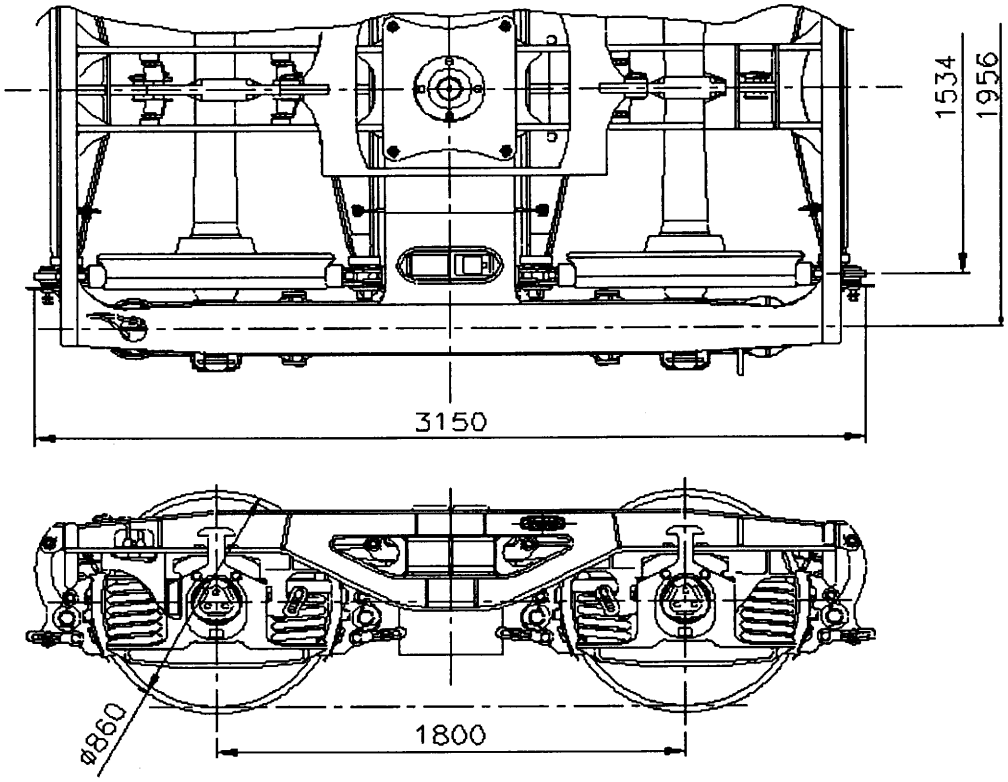


Fig. 5.17. 기존 화차용 대차 개략도 (용접일체형 고속화차).

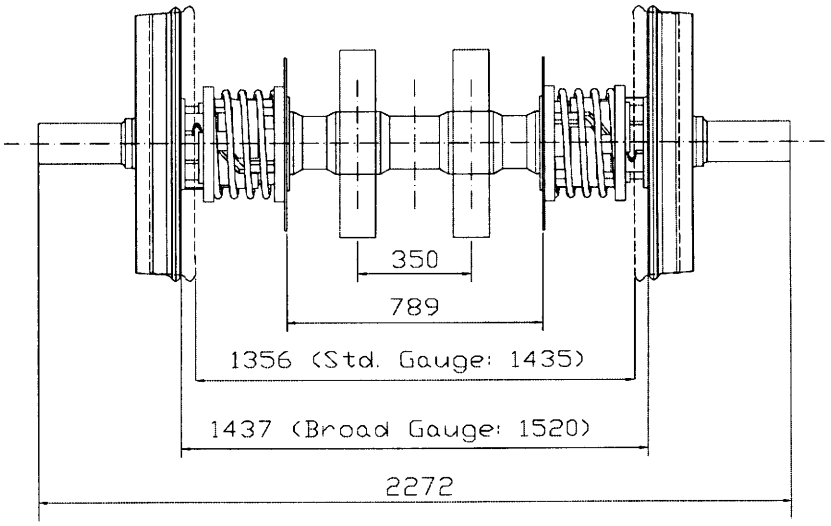


Fig. 5.18. 궤간가변 윤축 궤간 치수 (잠금부품 덮개 제외).

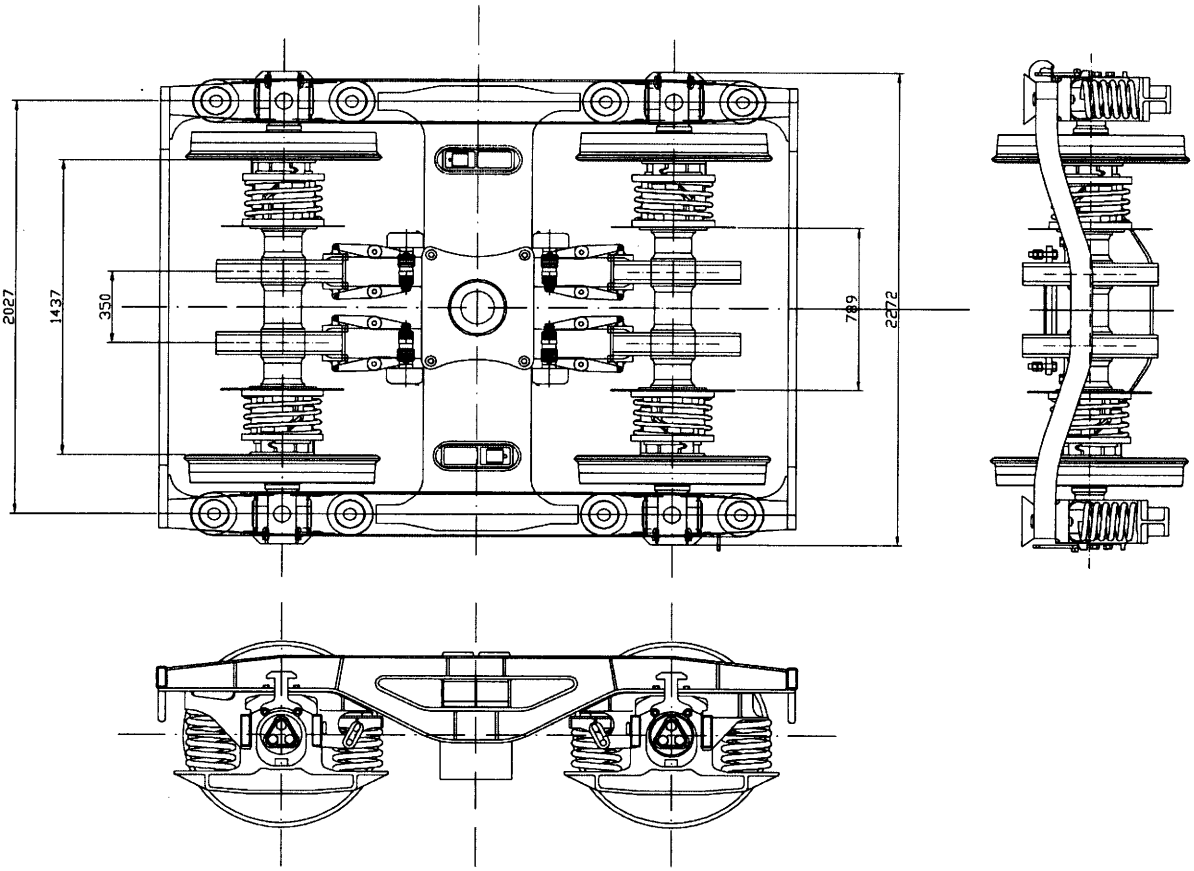


Fig. 5.19. 궤간가변 화차용 대차 기본안 개략도.

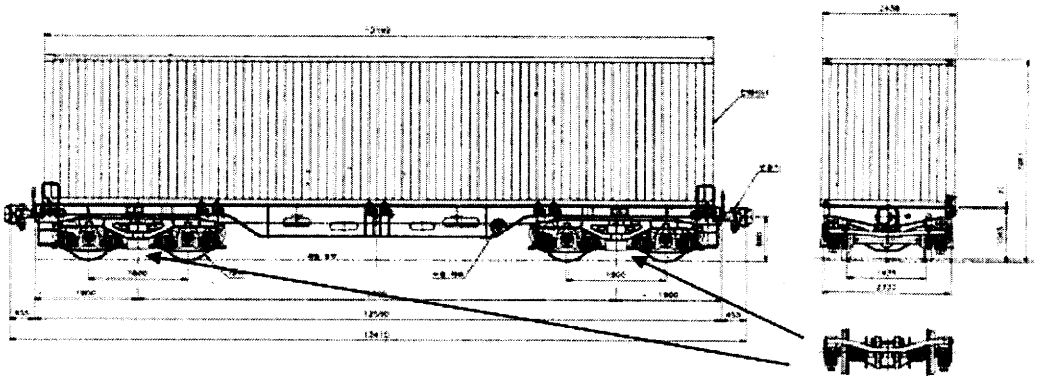


Fig. 5.20. 컨테이너 화차에 대한 궤간가변 대차 적용.

2.2. 동역학적 안전, 궤도피로, 주행 진동 조건 분석

2.2.1. 동역학적 모델링

일반적으로 철도차량의 속도 향상을 저해하는 요소들을 정리하면 점착성능, 제동성능, 주행안전 및 안정성, 곡선 및 분기기 통과속도, 궤도 피로, 승차감, 동력방식, 집전성능, 환경보전 등과 관련된 여러 가지가 있다. 화차용 궤간가변 대차 부분에서는 점착성능, 제동성능, 주행안전 및 안정성, 곡선 통과속도, 궤도 피로, 승차감 요소들을 들 수 있다.

점착성능과 관련하여 점착계수 (또는 미끄럼 마찰계수, 차륜, 레일 사이에 전달되는 점착력을 윤중으로 나눈 것)는 철차륜 및 철레일 사이의 점착계수는 건조하고 양호한 상태에서는 0.3 정도이며 젖은 상태에서는 0.1 이하로 내려가기도 한다. 점착력은 차량의 감속 또는 가속을 용이하게 하기 위해서는 커야 하지만 차륜, 레일 사이의 상호 접촉력에 의해 가진되는 차량의 진동을 줄이기 위해서는 점착력이 작아야 한다. 주행안전성과 관련한 문제는 탈선 및 전복을 피하는 것이고 안정성은 직선 주행 시의 사행동 현상을 감소시켜 한계속도를 높이는 문제이다.

일반적으로 고속 주행 시 안정성을 높이는 방안은 대략적으로 대차 중심간 거리, 고정축 거리, 차륜경, 대차의 회전저항, 액슬박스의 전후지지강성을 크게 하거나, 윤중, 스프링하질량, 스프링간진량, 차륜답면구배, 차체관성반경, 대차관성반경을 작게하는 것으로 알려져 있다. 반면에 이러한 안정성을 향상시키는 방안들은 대부분 곡선통과성능을 악화하는 방향으로 작용하게 된다. 따라서 실제에서는 사행동 한계속도를 문제가 되지 않는 범위에서 가능한 낮게 하고 곡선 통과성능을 좋게 하도록 하고 있다. 또한 철도차량의 운동은 그 특성상 비선형, 시변 현상으로서 반드시 일관적인 경향을 가지지는 않으며 각 부분들 간의 복잡한 연성을 고려하여 시스템적으로 해석되고 예측되어야 더 정확한 결과를 얻을 수 있다.

철도 차량 및 궤도 시스템의 안전성은 주로 탈선 조건과 관련된다. 탈선은 앞에서 언급한 사행동 또는 좋지 않은 곡선추종성에 의해 발생하는 동역학적인 비정상적 원인뿐만 아니라 다양한 원인 (장치 및 부품의 파손 또는 고장, 불량한 궤도 구조, 부적절한 차량 보수 및 제작 등)에 의해 일어날 수 있다. 탈선을 방지하기 위한 설계 인자들로 가장 흔히 쓰이는 것은 탈선계수 (횡방향 및 수직방향 차륜 작용력의 비)이다.

철도차량의 동역학적 성능인자는 승차감 (ride quality), 차량 안정성 (vehicle stability), 곡선 추종성 (curve-negotiation capability)과 같은 정량적인 인자들을 이용한다. 임계속도보다 매우 낮은 속도로 운행되는 차량이라 하더라도 비교적 낮은 감쇠량을 가지고 있는 경우 교란된 후 진동이 오랜 시간 동안 유지될 수 있다. 따라서 가장 감쇠량이 작은 진동 모드에서의 그 감쇠량이 설계 시 주의해야할 인자가 된다. 또한 차륜이 타고 넘는 탈선의 가능성은 탈선계수와 횡압력 펄스의 지속시간과

연관되어 진다. 이러한 값들에 영향을 주는 요소들은 윤축의 angle of attack, 플랜지 각도, 점착 계수 (adhesion coefficient), 윤축 질량, 수직방향 축중, 궤도 탄성도 등이다. 탈선계수의 허용치는 플랜지 각도에 따라 바뀌지만 대체로 0.8~1.0 정도에 횡압력 지속시간 50 msec로 통용되고 있다.

본 절에서는 개발 중인 궤간가변 화차의 주행안전 및 안정성, 곡선 통과 성능, 궤도 피로, 승차감 등과 관련하여 다룬다. 특히 대차 및 차체의 각 부분들의 연성을 상세히 모델링하고 차륜/레일의 형상을 고려한 동역학 수치해석 모델을 이용한다. 레일 및 곡선 궤도의 조건으로 궤간가변 화차가 주로 투입될 남한, 북한, 중국 및 러시아의 상황을 고려하여 분석하였다.

철도 차량의 동역학적 거동을 모사 (simulation)하기 위해서 다물체 동역학 수식의 해를 구하거나 수치 해석적인 방법이 이용되고 있다. 이 중에서 근사적인 가정을 통한 해석적인 방법을 이용하는 경우 매우 근사적인 해를 얻는 데 이용할 수 있으나 차량 설계 시 정확한 예측값을 얻기가 어렵다. 따라서 수치적인 방법이 흔히 이용되고 있으며 이를 위한 상용 프로그램으로는 VAMPIRE, MEDYNA 또는 ADAMS/Rail 등이 있다. 본 연구에서는 ADAMS/Rail을 이용하여 궤간가변 화차에 대해 주행 성능을 해석하였다.

실제 차량에 대한 해석 시에 모델링을 위해서 몇 가지 가정을 하였다. 먼저 철도 차량들 간의 연성 효과가 작기 때문에 한 량만을 대상으로 모델링하였다. 또한 주행안전성, 궤도 피로, 승차감, 임계속도 등의 인자들에 관심을 두고 있으므로 주로 저주파수 대역을 다루게 되며 이때 차체, 대차 프레임, 차축, 차륜 등의 부품은 강체로 가정하였다. 차륜과 레일의 접촉력 (creep force) 계산에는 ADAMS/Rail에 구비된 Kalker's FASTSIM 알고리즘 (Stripe theory with isotropic elastic layer and parabolic normal pressure distribution)을 이용하였다. 이때 차륜과 레일 사이의 마찰 계수는 보다 심각한 상황을 고려하기 위하여 비교적 큰 값인 0.4로 가정하였다. 이 값은 실제 상황에서 접할 수 있는 마찰 계수보다 큰 값에 해당하며 차량 진동의 외력에 해당하는 차륜-레일 접촉력이 커져서 가능할 수 있는 진동 상황 중 큰 값을 고려하게 된다. 본 연구에서는 안전한 범위의 설계 인자를 찾는 과정이므로 타당하다고 할 수 있다.

Table 5.5. 주행 성능 해석을 위한 궤간가변 화차 모델링에서의 입력값.

구분	변수	단위	입력값
차체	질량	kg	공차 조건: 8,900 영차 조건: 58,935
	관성모멘트 (차체 1/2)	kgm^2	공차조건: Ix: 3,894 Iy: 49,472 Iz: 47,177 영차조건: Ix: 25,000 Iy: 370,000 Iz: 390,000

대차 프레임	질량	kg	1,337
	관성모멘트	kgm^2	Ix: 833 Iy: 633 Iz: 1,408
윤축	질량	kg	1,572
	관성모멘트	kgm^2	표준궤간 상태: Ix: 661 Iy: 103 Iz: 661 광궤간 상태: Ix: 706 Iy: 103 Iz: 706
	차륜 지름	m	0.86
	차축 길이	m	2.027
	Tape circle 거리	m	표준궤간 상태: 1.502 광궤간 상태: 1.587
차축박스	질량	kg	100
	관성모멘트	kgm^2	Ix: 25 Iy: 25 Iz: 25
1차 현가 스프링	강성	MN/m	tare S/P: kx: 0.7 ky: 0.7 kz: 0.415 laden S/P: kx: 0. ky: 0. kz: 0.660
사이드 베어러	강성	MN/m	kz: 2.16 MN/m
기타 치수	차축간 거리	m	1.8
	대차 중심간 거리	m	8.70
	사이드베어러 간 거리	m	1.450

위에서 차체의 경우에 x축 방향으로 긴 구조로서 x축 방향 비틀림을 고려하기 위해 차체를 2개의 강체로 나타낸 다음 bushing 요소로서 연결하였다. 이것은 기존에 긴 차체를 하나의 강체로 모델링한 경우보다는 좀더 실제적인 모델이라고 할 수 있다. 이때 비틀림 강성 (torsional stiffness)은 참고문헌의 시험자료에 의하여 근사적으로 10.5 MNm/rad를 이용하였다.

아래 그림은 기존 컨테이너 화차의 개략도를 나타낸다. 본 연구에서는 기존 대차 대신에 앞에서 언급한 궤간가변 화차를 설치한 경우에 대하여 해석하게 된다. 즉, 대차를 제외하고 그림의 경우와 같다.

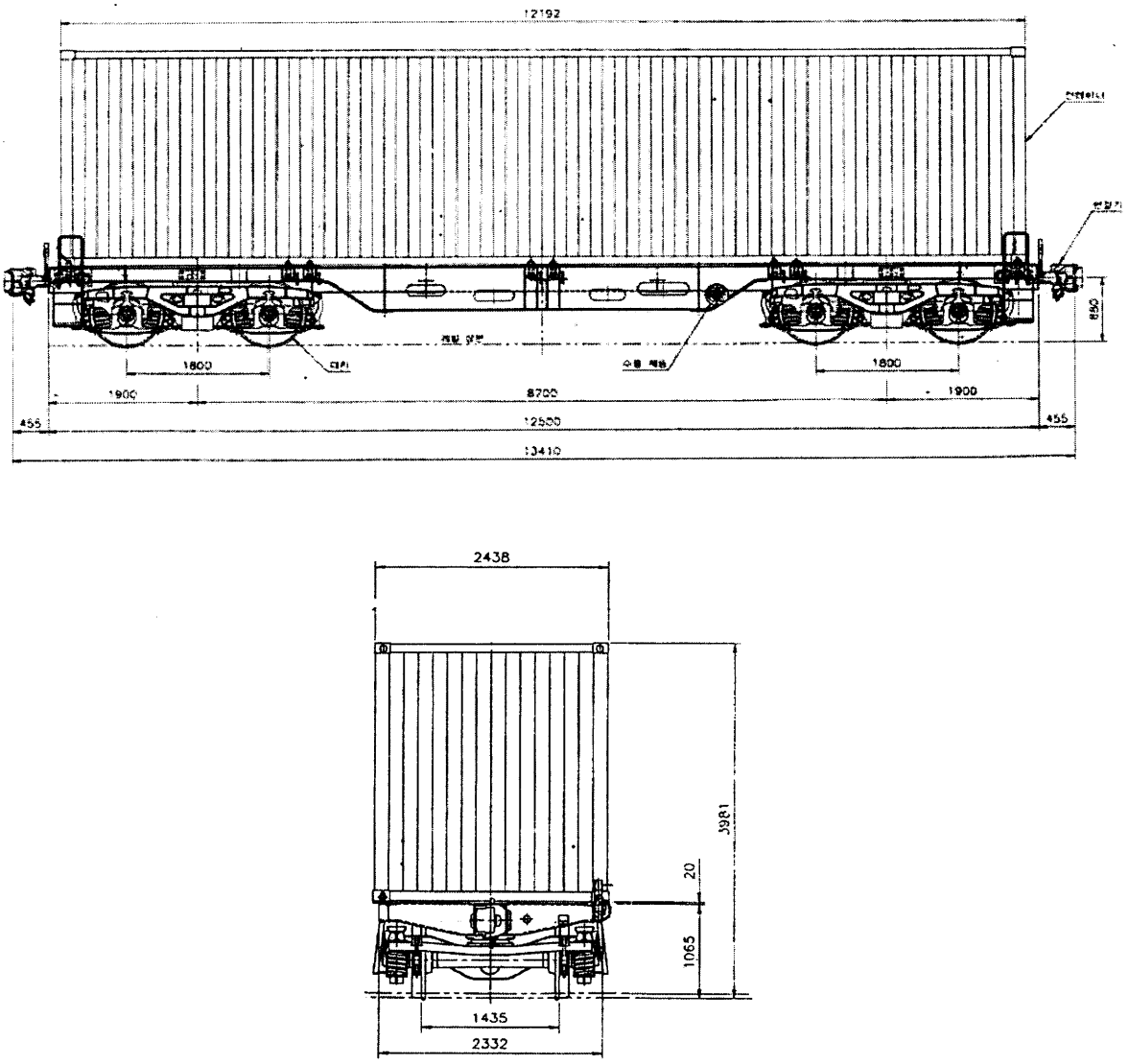


Fig. 5.21. 궤간가변 대차를 적용하여 동특성 해석을 하기 위한 컨테이너 화차 개략도.

아래 그림은 1차 현가장치를 나타낸다. 현가장치는 tare 스프링과 laden 스프링이 한쌍을 이룬 코일 스프링조합과 Lenoir 링크로 이루어져 있다. laden 스프링은 공차 조건에서는 작동하지 않으며 어느 정도 이상의 화물이 실리게 되면 작동한다. Tare 및 laden 스프링의 자유고는 각각 275, 231 mm이다. 따라서 44 mm의 간격, tare 스프링의 스프링 상수 및 하중에 따라서 laden 스프링에 걸리는 하중이 결정된다.

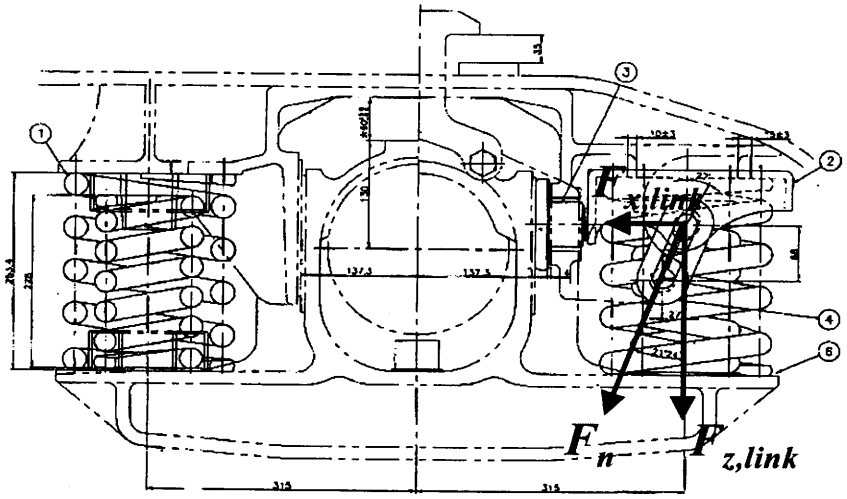


Fig. 5.22. 화차 현가장치 개략도.

한편, 해당 차량에서 감쇠(damping)는 모두 마찰 요소에 의해 이루어진다. 1차 마찰 감쇠는 그림에서와 같이 차축 박스와 차체 사이에 부착된 좌측 및 우측 마모판에서 발생한다. 마찰에서의 수직력은 pusher(3번 부품)와 마모판 사이의 작용력에 의한 것으로 Lenoir 링크를 통해 하중에 따라서 변하게 된다. Lenoir 링크는 공차조건에서 수직에서 21.24도의 각도를 이루고 있다 (a=21.24도). 따라서 링크 연결에 의한 대차 프래임 및 차축 박스 사이의 힘 성분은

$$F_{x,link} = k_z \Delta x \cdot \tan^2\alpha + k_z \Delta z \cdot \tan\alpha, \tag{5.1}$$

$$F_{y,link} = k_y \Delta y, \tag{5.2}$$

$$F_{z,link} = k_z \Delta z + k_z \Delta x \cdot \tan\alpha \tag{5.3}$$

이다. 여기서 Δx, Δz는 작은 회전에 의한 Lenoir 링크의 한쪽 단의 x방향 및 z방향 변위이다. 마찰력은 Coulumb의 법칙을 이용하여 수식화하되 상용 프로그램에 함수 입력의 용이성을 위하여 불연속적인 값을 다음과 같이 연속함수로 모델링하였다 (그림 참조).

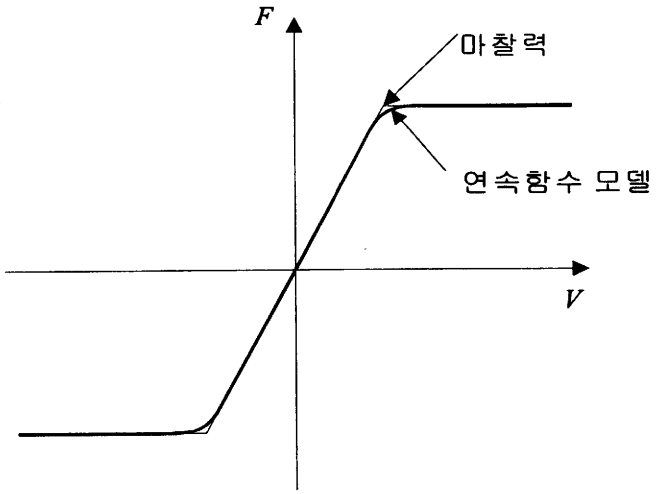


Fig. 5.23. 마찰력에 대한 연속함수 모델.

즉, 차체와 차축 박스 사이의 종방향 및 횡방향 마찰력은

$$F_{friction,z} = 2\frac{\chi V_z}{\sqrt{1+\left(\frac{\chi V_m}{\mu F_{x,link}}\right)^2}}, \tag{5.4}$$

$$F_{friction,y} = 2\frac{\chi V_y}{\sqrt{1+\left(\frac{\chi V_m}{\mu F_{x,link}}\right)^2}} \tag{5.5}$$

이다. 여기서, V_m은 마모판 사이의 상대속도이며 V_y와 V_z는 그 y방향 및 z방향 성분이고, χ는 원점 근처에서의 마찰력과 상대속도 V축과의 기울기를 결정하는 값으로서 본 해석에서는 실제에서 가능한 3×10^6 (Ns/m)로 가정하였다. 결국 Lenoir 링크가 부착되지 않은 바깥쪽 tare 스프링 및 laden 스프링의 효과를 더하여 한쪽 차축 박스에서의 대차 프레임과 차축 박스 사이에 작용하는 힘은 다음과 같다.

$$F_x = k_z\Delta x \cdot \tan^2\alpha + k_z\Delta z \cdot \tan\alpha + k_x\Delta x, \tag{5.6}$$

$$F_y = 2k_y\Delta y + F_{friction,y}, \tag{5.7}$$

$$F_z = 2k_z\Delta z + k_z\Delta x \cdot \tan\alpha + F_{laden} + F_{friction,z}, \tag{5.8}$$

여기서 F_{laden}은 laden 스프링에 의한 성분으로서 하중이 현가계에 작용되지 않은 초기 상태에서의 laden 스프링 bumpstop 길이 (여기서는 44 mm)를 Δz_0라고 한다면

$\Delta z < \Delta z_0$ 이면 $F_{laden} = 0$ 이고, (5.9)

$\Delta z \geq \Delta z_0$ 이면 $F_{laden} = 2k_{laden}(\Delta z - \Delta z_0)$ (5.10)

이다.

한편, 차축은 차축 박스와 revolute 조인트 및 y방향 bumpstop 요소로 연결되고 차축박스는 차체와 x 및 z방향의 bumpstop 요소들로 구속된다.

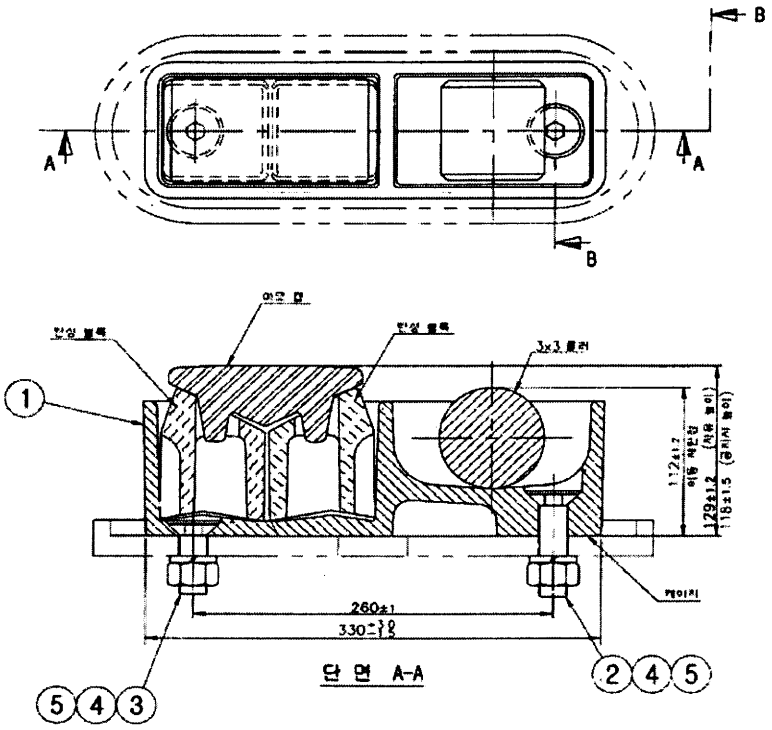


Fig. 5.24. 사이드 베어러 개략도.

위 그림은 사이드 베어러를 나타낸 그림이다. 사이드 베어러는 탄성 블록, 롤러, 마모 캡으로 이루어진 탄성 사이드 베어러이며 철도공사 표준규격 '철도 2240-2482 다'를 준수한다. 자유 높이는 129 mm이고 공차 시에 높이는 118 mm로 되어 차체 하중의 대부분을 지지한다. 영차 시에는 부가되는 하중이 센터 피봇과 나누어 가지게 된다. 사이드 베어러는 x방향 및 y방향으로는 +, - 방향 모두에서 bumpstop 요소로 모델링되어 작은 변위에서는 차체 요잉에 대한 강성을 제공하다가 큰 변위 또는 곡선 주행 시에는 마모 캡 면의 마찰력에 의한 감쇠기 역할을 하게 된다. 마찰력 모델링에서는 앞의 식 (5.4)와 (5.5)에서와 같이 연속함수를 이용하되 수직력은 사이드 베어러에 걸리는 하중이다. 또한 마찰계수는 실제 범위 (0.47~0.58)에서 불리한 값인 0.47로

하였다. 롤러는 높이를 이동제한점 112 mm까지 제한하여 차체 롤링 변위에 대한 bumpstop 요소로 작용한다.

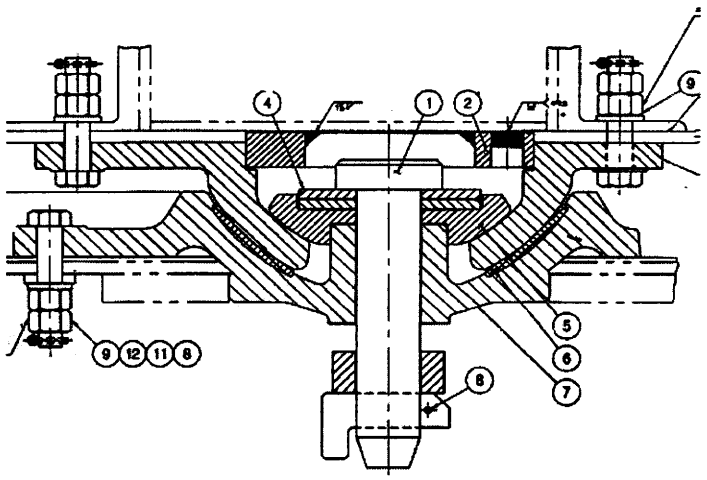


Fig. 5.25. 센터 피봇 개략도.

위 그림은 센터 피봇의 개략도이다. 반구형의 판이 마모판을 사이에 두고 접촉하고 있으며 차체의 롤링, 요잉, 피칭 운동이 가능하면서 마찰에 의한 감쇠기 역할을 한다. 이 때 마찰계수는 사이드 베어러에서와 같이 0.47로 하였다. 센터 피봇에 작용되는 torque는 x, y, z 축을 기준으로 한 반구의 회전을 각각 θ, ϕ, ψ이라고 할 때

$$T_{friction,\theta} = \frac{r^2 \dot{\theta} \chi}{\sqrt{1+\left(\frac{\chi W_m}{r\mu N_{cp}}\right)^2}}, \tag{5.11}$$

$$T_{friction,\phi} = \frac{r^2 \dot{\phi} \chi}{\sqrt{1+\left(\frac{\chi W_m}{r\mu N_{cp}}\right)^2}}, \tag{5.12}$$

$$T_{friction,\psi} = \frac{r^2 \dot{\psi} \chi}{\sqrt{1+\left(\frac{\chi W_m}{r\mu N_{cp}}\right)^2}} \tag{5.13}$$

이다. 여기서

$$W_m = r^2 \sqrt{(\dot{\theta}^2 + \dot{\phi}^2 + \dot{\psi}^2)} \tag{5.14}$$

이고, 센터 피봇의 반구형 판 형상의 반지름 r = 0.19 m이다. 한편 센터 피봇의 x, y, z 병진 운동은 60 MN/m의 큰 강성으로 제한된다.

이상과 같이 모델링된 대차 및 차량을 다음 그림에 나타내었다.

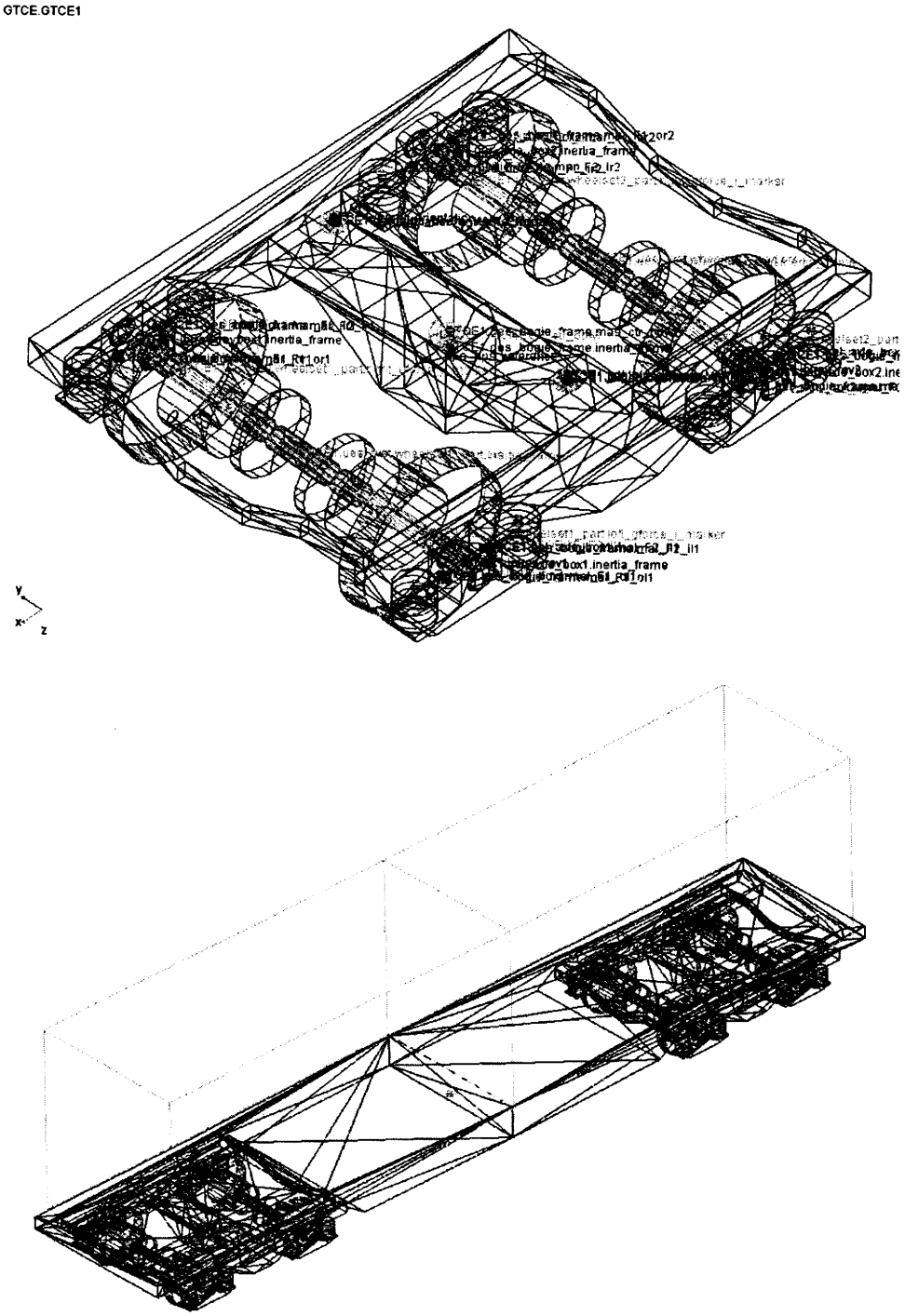


Fig. 5.26. 주행 성능 수치해석을 위한 대차 및 차량 모델.

해석 시 정하중(preload) 조건을 살펴보면 다음과 같다.

공차의 경우

- 차체 질량 : 8935 kg
- 1/2 차체 질량 : 4467.5 kg (하중 43782 N)
- 2차 현가계 전체 정하중 : 43782 N
  사이드 베어러 정하중 : 21891 N
- 1차 현가계 전체 정하중 : 14221 N (한쪽 당)
  (1/2차체 무게 + 대차 구조 무게)/4
- tare 스프링 정하중 : 7110.5 N (한개 당)
  변형량 : 17.13 mm
- laden 스프링 bumpstop 간격 : 26.87 mm
- 정적 축하중 (static axle load) : 45807.6 N (4.67 t) (한축 당)
  (1차 현가계 정하중 * 2 + 윤축 무게 + 차축박스 무게 * 2)
- 정적 차륜 하중 (static wheel load) : 22904 N (차륜 한개 당)

영차의 경우

- 차체 질량 : 58935 kg
- 1/2 차체 질량 : 29467.5 kg (하중 288781.5 N)
- 2차 현가계 전체 정하중 : 288781.5 N
  사이드 베어러 정하중 : 24010 N
  센터 피봇 정하중 : 240761.5 N
- 1차 현가계 전체 정하중 : 75471 N (한쪽 당)
  (1/2차체 무게 + 대차 구조 무게)/4
- tare 스프링 정하중 : 25778.4 N (한개 당)
  변형량 : 62.117 mm
- laden 스프링 정하중 : 11957.1 N
- laden 스프링 bumpstop 간격 : -18.117 mm (변형량)
- 정적 축하중 (static axle load) : 168307.6 N (17.2 t) (한축 당)
  (1차 현가계 정하중 * 2 + 윤축 무게 + 차축박스 무게 * 2)
- 정적 차륜 하중 (static wheel load) : 84153.8 N (차륜 한개 당)

2.2.2. 차륜 및 레일 접촉 특성

본 절에서는 KNR 차륜(1/20)과 남한에서 주로 이용되고 있는 KS50N 레일, 북한의 ㄹ50 레일, 러시아의 P50 (또는 P65) 레일에 대하여 차륜과 레일 접촉 특성을 분석하였다. 먼저 각 레일의 단면 형상은 다음과 같다.

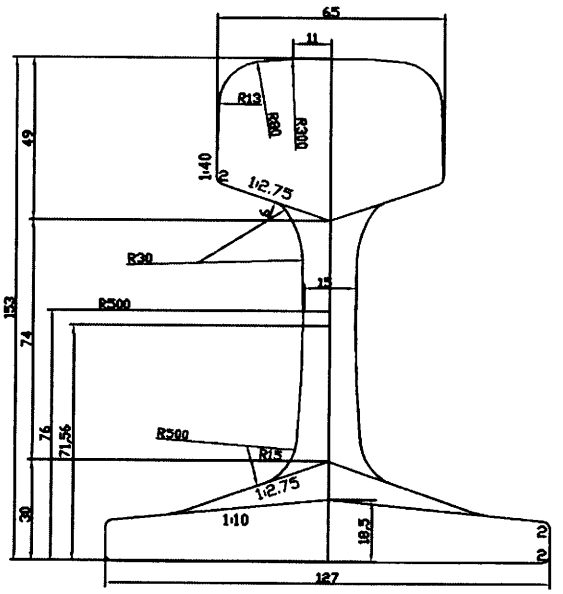


Fig. 5.27. 남한의 KS50N 레일 단면 형상.

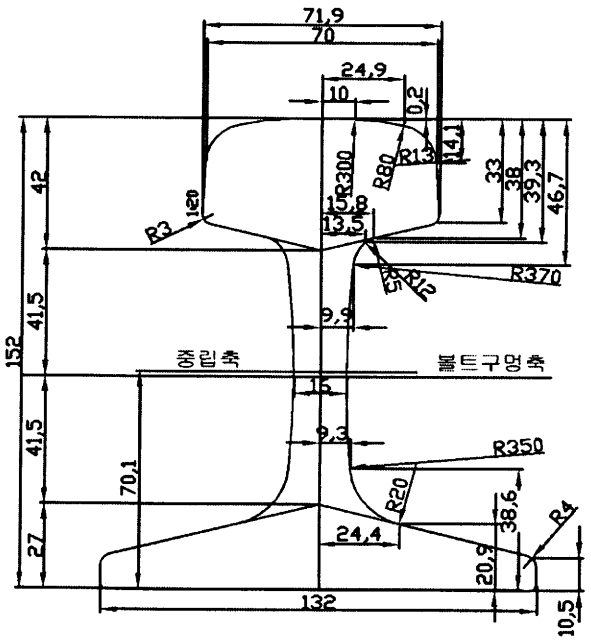


Fig. 5.28. 북한의 ㄹ50 레일 단면 형상.

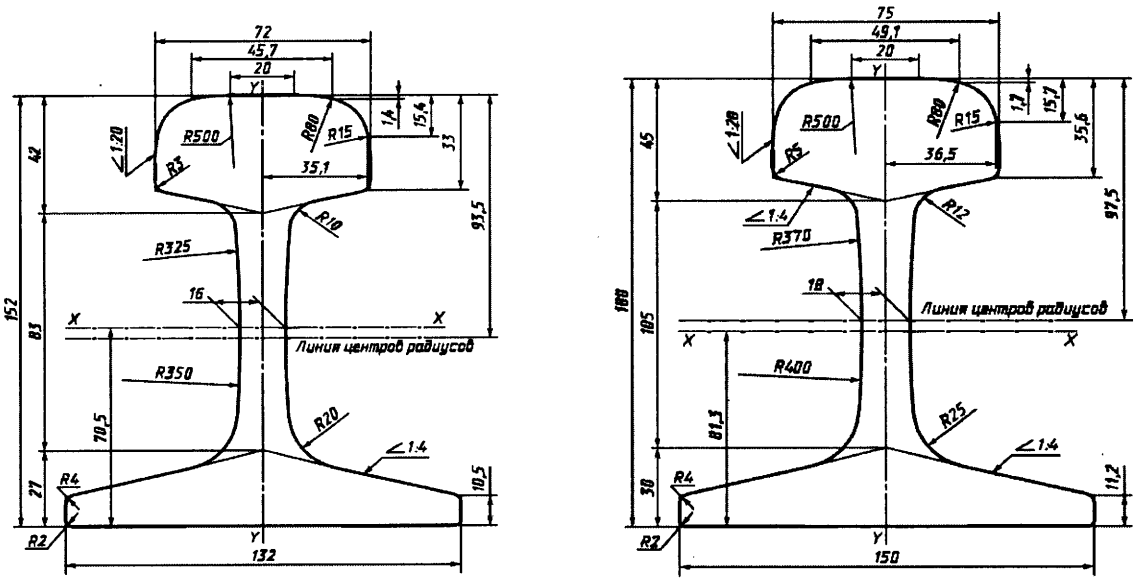


Fig. 5.29. 러시아의 P50 및 P65 레일 단면 형상.

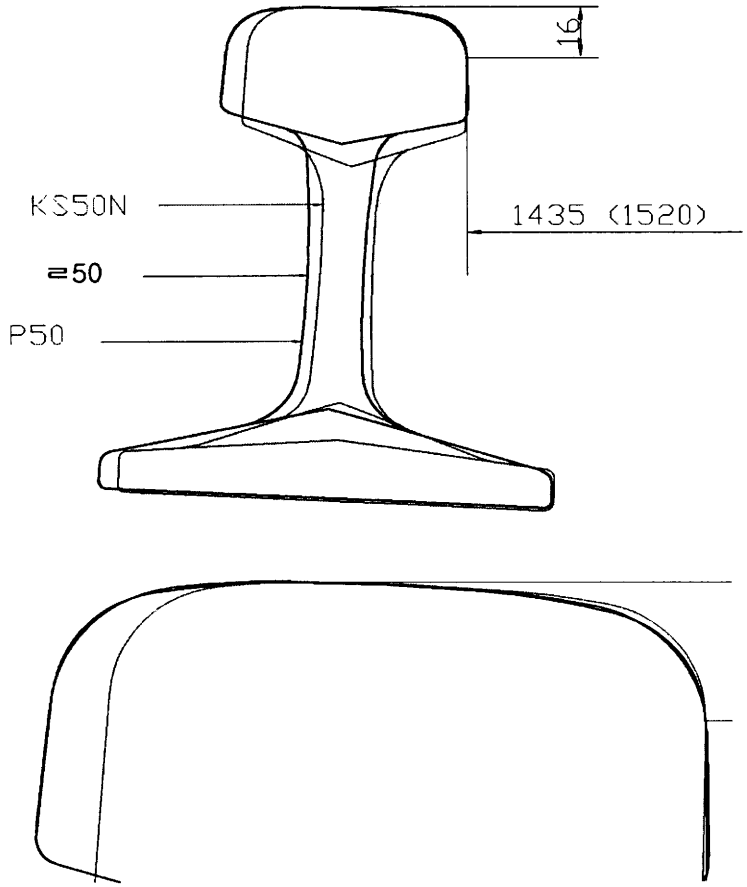


Fig. 5.30. 레일 단면 및 두부 비교 (KS50N vs. ㄹ50 vs. P50).

러시아의 P50과 P65는 레일 목 부분 등이 차이가 나지만, 두부 상면 16 mm 지점 궤간 1520 mm에서는 레일 두부 곡선 반경 등이 같고 형상 치수가 거의 같다. 따라서 레일을 강체로 모델링한 동역학적 수치모사에서는 그 경향이 유사하므로 본 절의 P50에 대한 해석결과가 P65의 결과와 유사하다고 할 수 있다. 한편, 국내 화차에 이용되고 있는 KNR 답면 (1/20)형상은 다음과 같다.

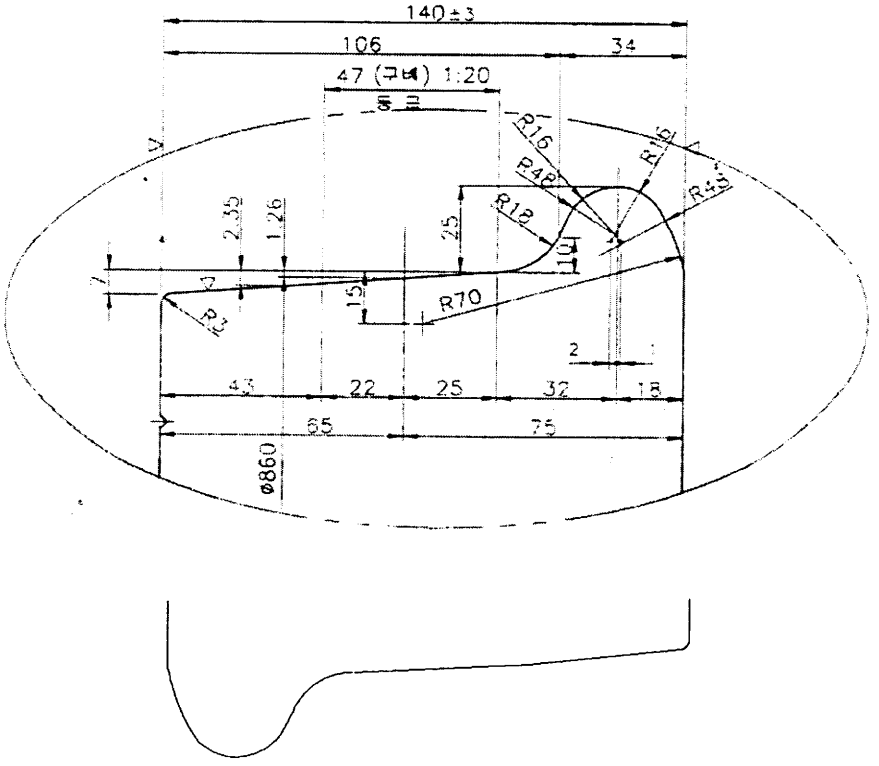


Fig. 5.31. KNR 답면 (1/20).

먼저, 레일의 내부경사도 (inclination)의 변화에 따른 접촉 특성 변화를 KS50N 레일의 경우에 살펴보았다. 이용된 해석프로그램은 ADAMS/Rail이며 해석에 이용된 입력데이터는 다음과 같다.

- 차륜 답면 프로파일: KNR 답면 (1/20), 신조차륜
- 레일 단면: KS50N (궤간 1,435 mm)
- 접촉력(creep force) 알고리즘: Kalker's FASTSIM (Stripe theory with isotropic elastic layer and parabolic normal pressure distribution)
- 차륜 반지름: 0.43 m
- tape circle distance: 1.502 m
- 차륜당 하중 (vertical nominal force): 21,878 N

차륜당 하중은 KNR 컨테이너 화차에서 공차조건일 때 각 차륜당 적용되는 수직 하중에 해당한다. 내부경사도가 0일 때 해석된 결과는 다음과 같다. 단위는 MKS 단위로 표현되어 있다.

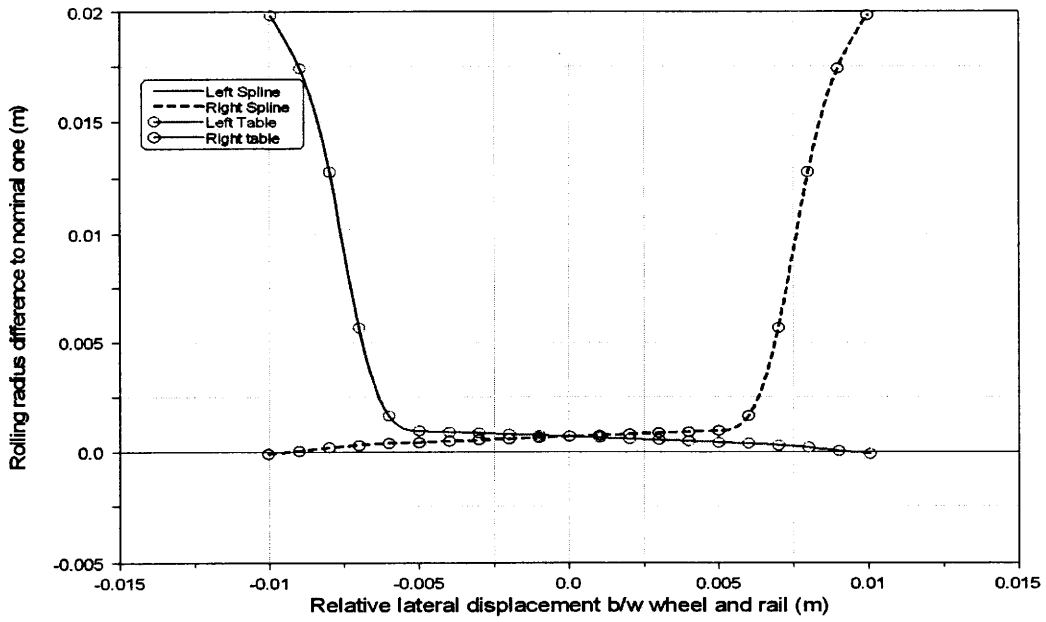


Fig. 5.32. 차륜 횡변위에 따른 차륜 구름반경 변화 (KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 0).

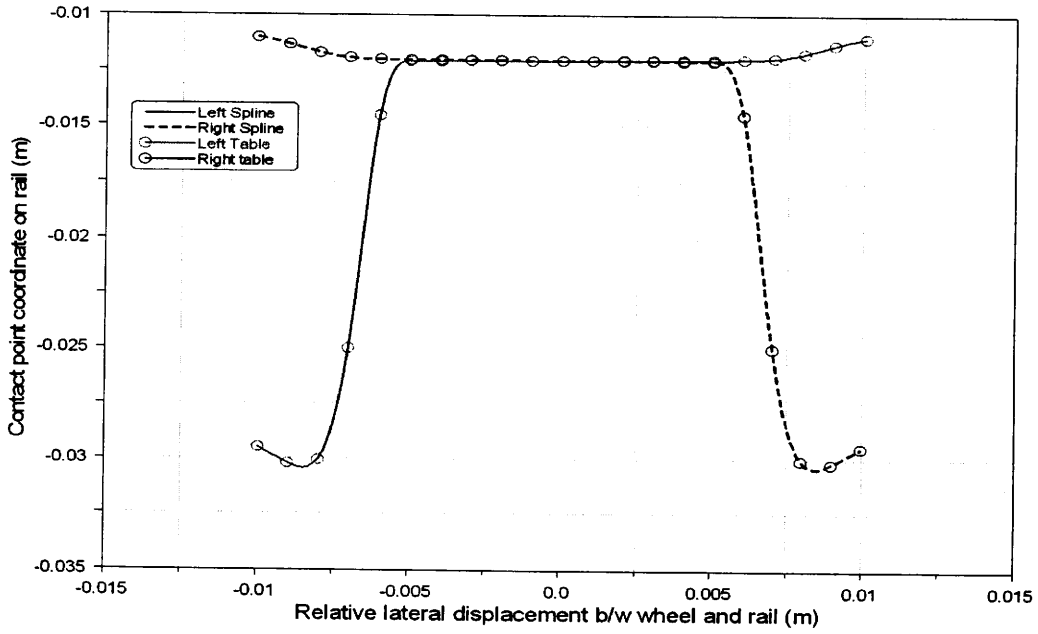


Fig. 5.33. 차륜 횡변위에 따른 레일 상의 접촉점 위치 변화 (KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 0).

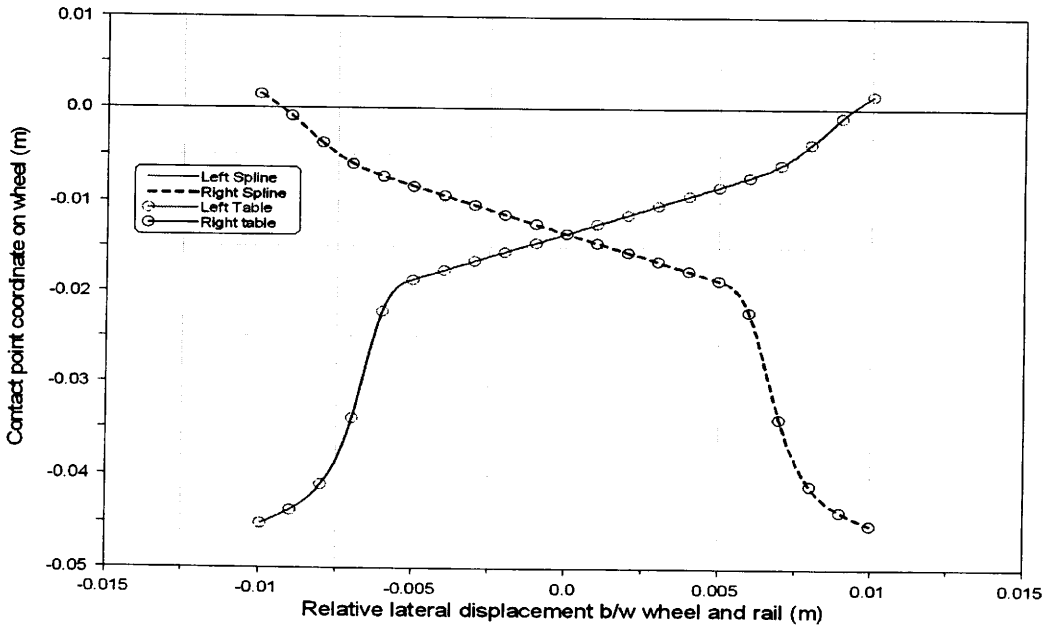


Fig. 5.34. 차륜 횡변위에 따른 차륜 상의 접촉점 위치 변화 (KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 0).

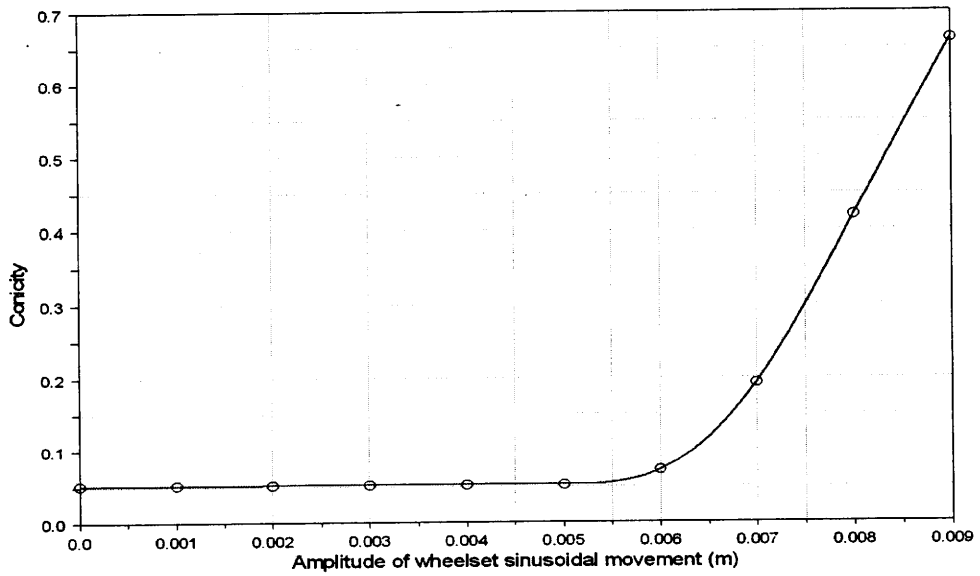


Fig. 5.35. 차륜 횡방향 변동 크기에 따른 conicity (KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 0).

내부경사도가 1/40일 때 해석된 결과는 다음과 같다.

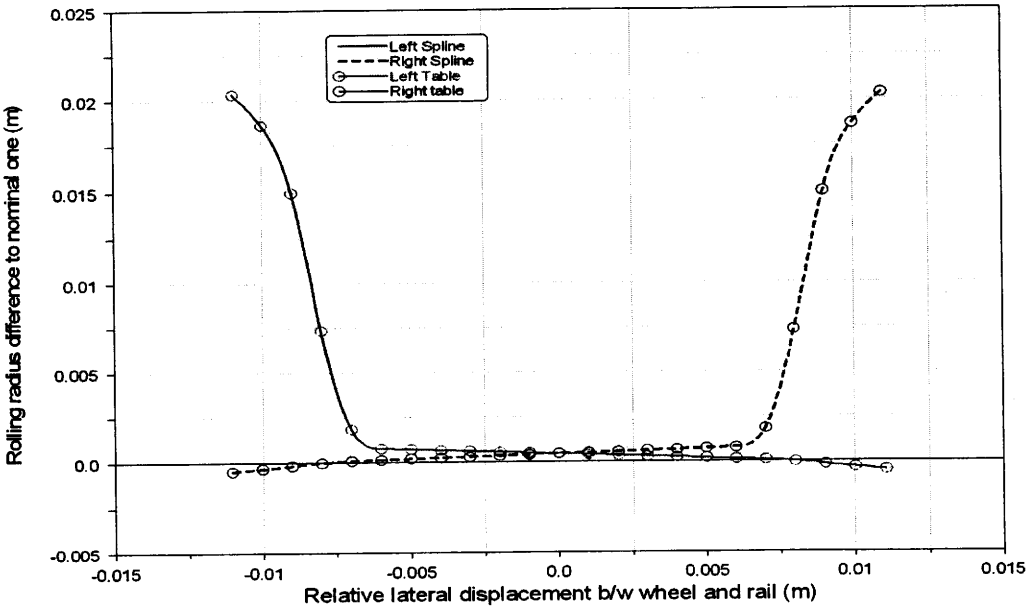


Fig. 5.36. 차륜 횡변위에 따른 차륜 구름반경 변화 (KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 1/40).

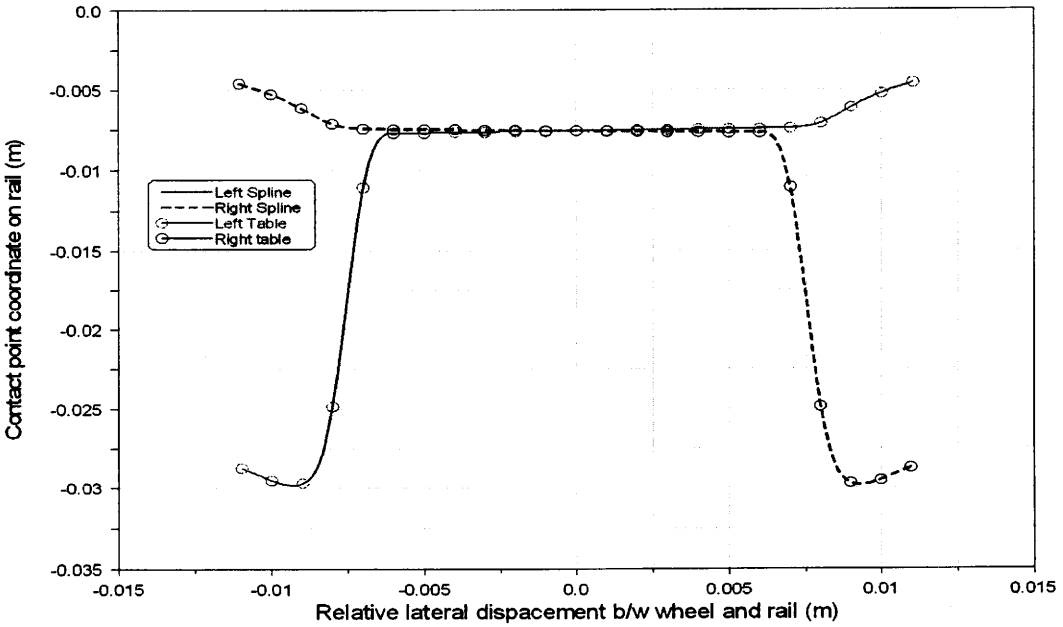


Fig. 5.37. 차륜 횡변위에 따른 레일 상의 접촉점 위치 변화 (KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 1/40).

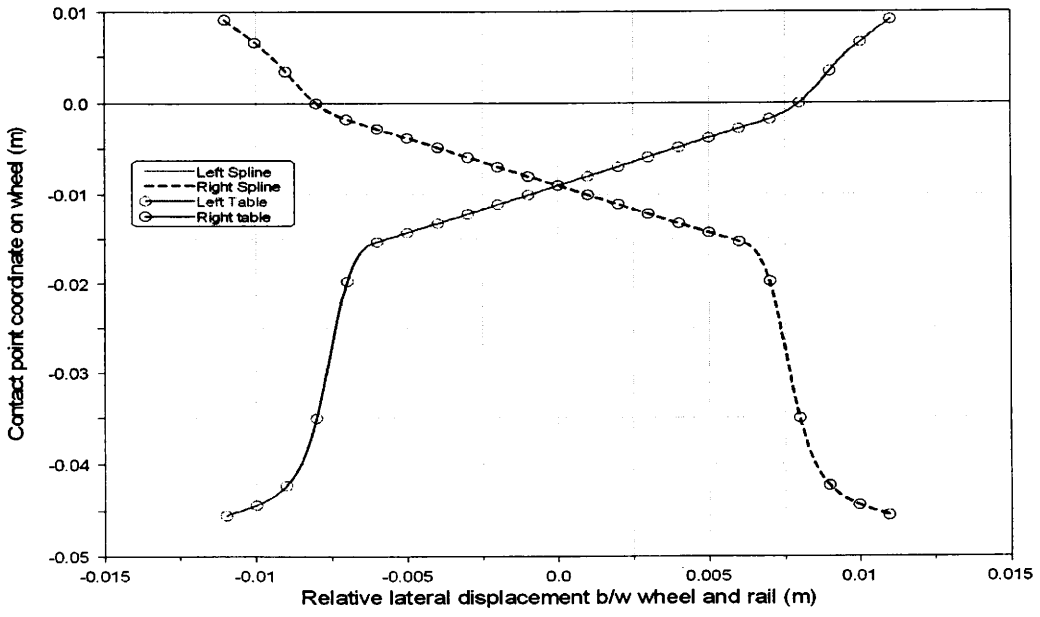


Fig. 5.38. 차륜 횡변위에 따른 차륜 상의 접촉점 위치 변화 (KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 1/40).

내부경사도가 1/20일 때 해석된 결과는 다음과 같다.

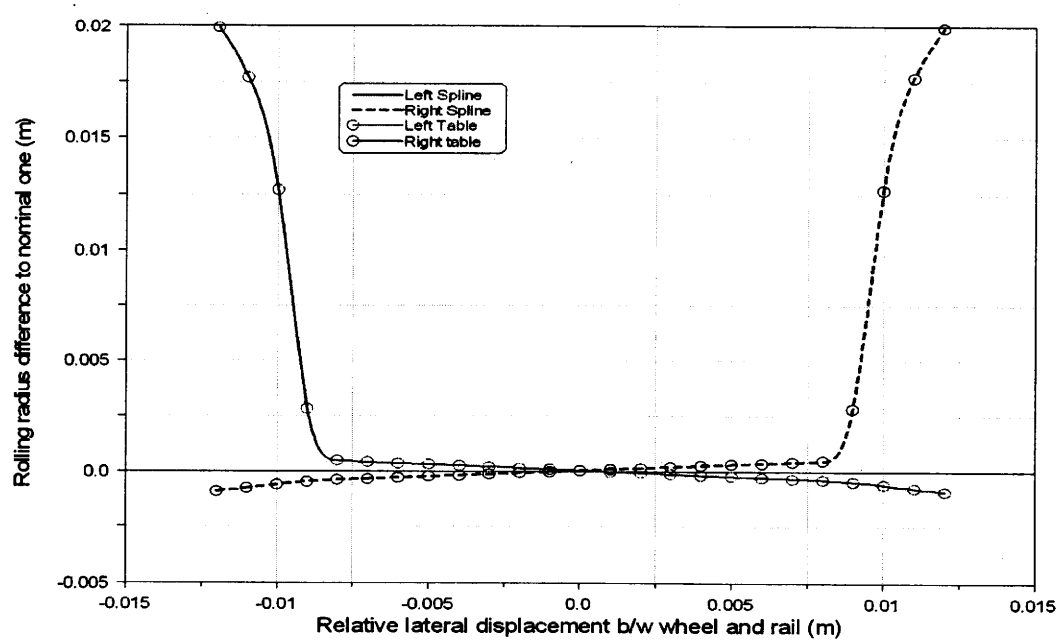


Fig. 5.39. 차륜 횡변위에 따른 차륜 구름반경 변화
(KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 1/20).

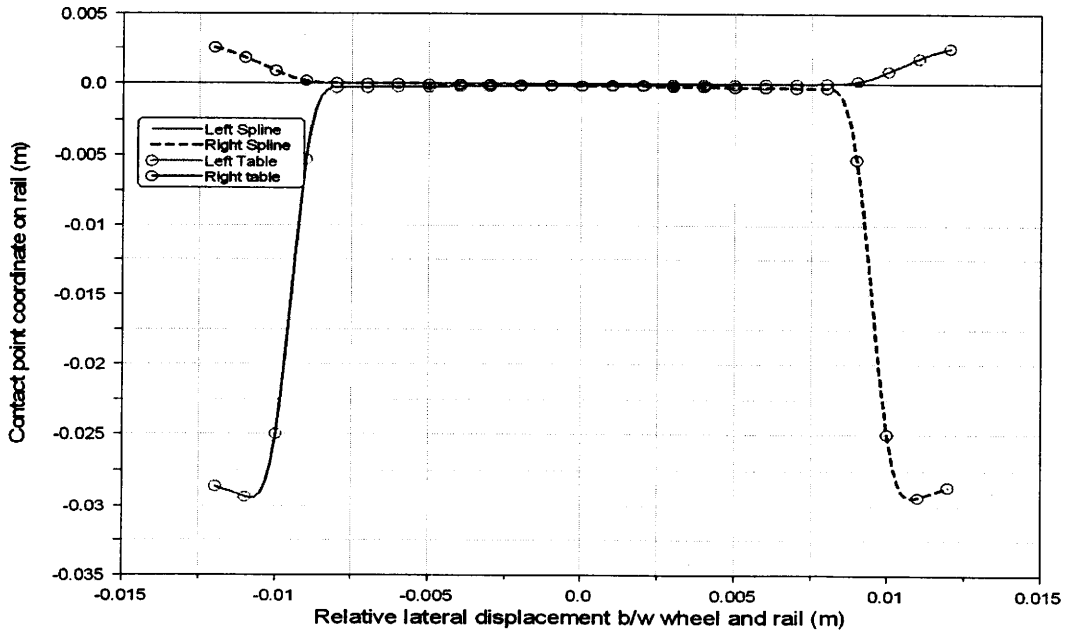


Fig. 5.40. 차륜 횡변위에 따른 레일 상의 접촉점 위치 변화
(KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 1/20).

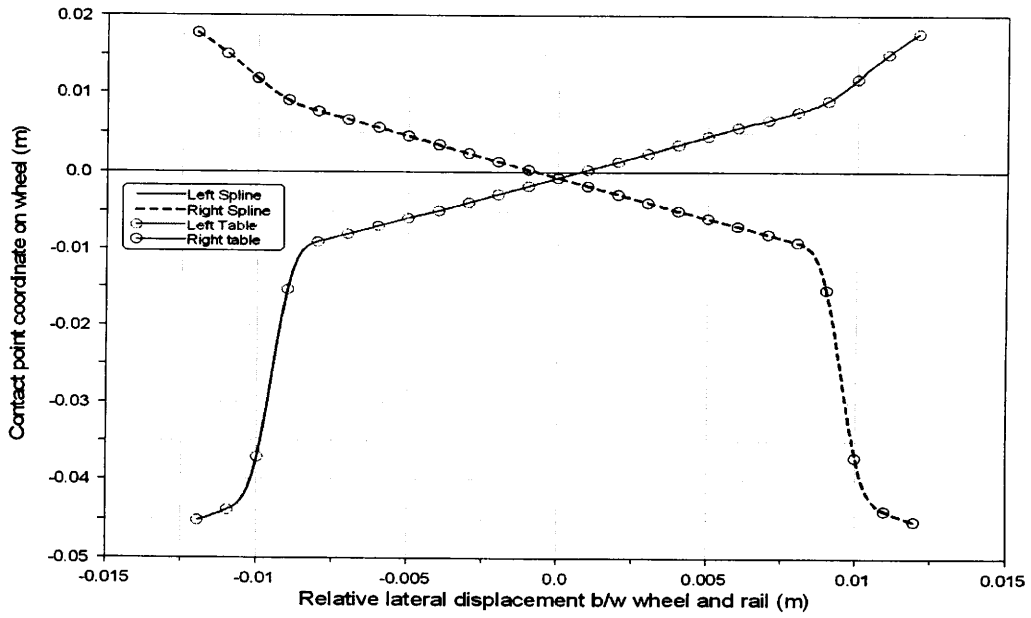


Fig. 5.41. 차륜 횡변위에 따른 차륜 상의 접촉점 위치 변화 (KNR 차륜, KS50N 레일, incl. 1/20).

내부 경사도의 차이에 의한 차륜의 접촉점 위치 변화를 보면 레일 두부의 옆쪽과 차륜의 플랜지 접촉이 발생하게 되는 차륜의 횡방향 변위가 레일 내부 경사도가 0, 1/40, 1/20으로 될수록 커진다. 또한 원추형 차륜 답면 형상에서 나타나듯이 구름반경의 변화 기울기 및 접촉점 위치 변화 기울기가 레일 내부 경사도의 변화에는 크게 영향 받지 않는다. 또한 헌팅의 진폭이 작을 경우에 신조차륜에서의 마모 정도는 유사할 것이다. 그러나 원호형 차륜 답면 또는 마모차륜에서는 그 기울기 또는 형태가 다소 변경될 것이다. 한편, equivalent conicity와 관련이 깊은 구름반경의 변화도를 살펴보면 차륜 플랜지와 레일 두부가 접촉하게 되어 구름반경이 크게 증가 (equivalent conicity 큰 증가) 되는 횡방향 변위가 역시 0, 1/40, 1/20으로 될수록 다소 커지게 된다. 따라서 주행 중 차륜의 헌팅현상에서의 진폭이 작을 경우에는 동특성이 유사하다가 헌팅의 진폭이 커지게 되어 차륜 플랜지 접촉이 일어나게 되면 다소 다른 주행 특성을 보일 것으로 추측된다.

KNR 차륜(1/20)과 북한의 ㄹ50 레일에 대하여 차륜과 레일 접촉 특성을 살펴본 결과이다.

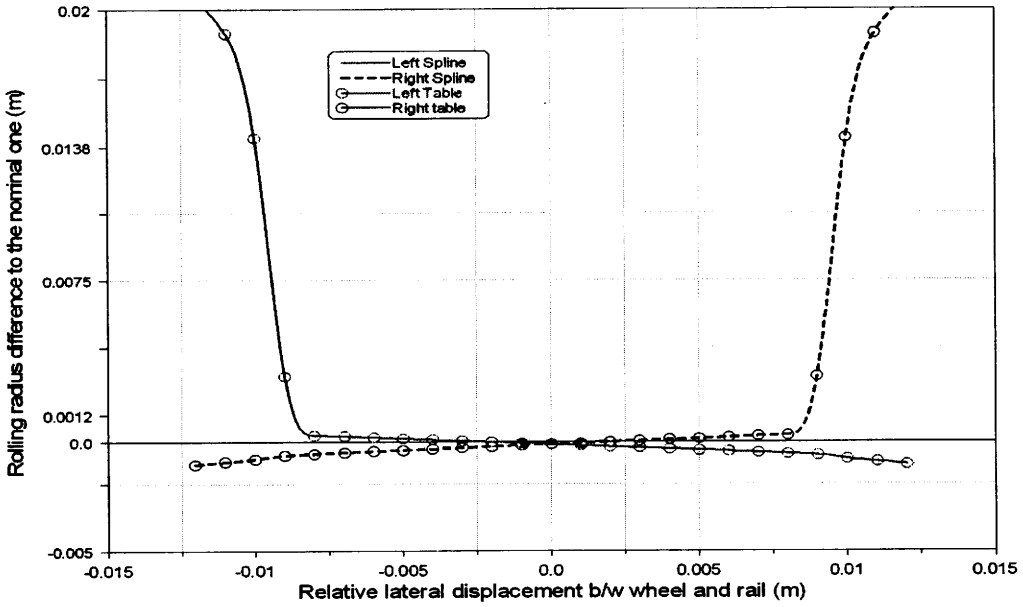


Fig. 5.42. 차륜횡변위에 따른 차륜 구름반경 변화
(KNR 차륜, ㄹ50 레일, incl. 1/20).

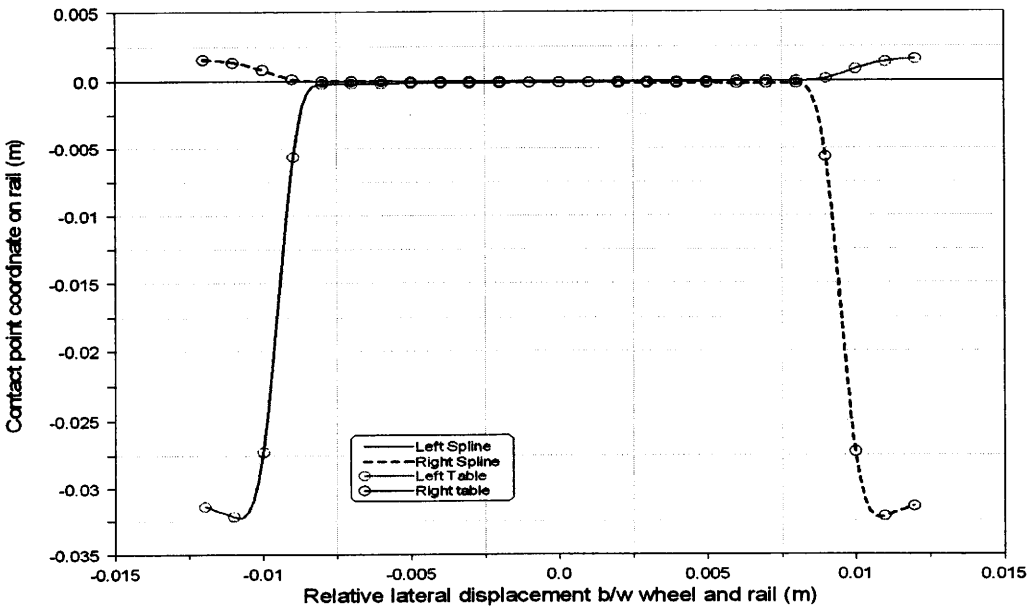


Fig. 5.43. 차륜 횡변위에 따른 레일 상의 접촉점 위치 변화
(KNR 차륜, ㄹ50 레일, incl. 1/20).

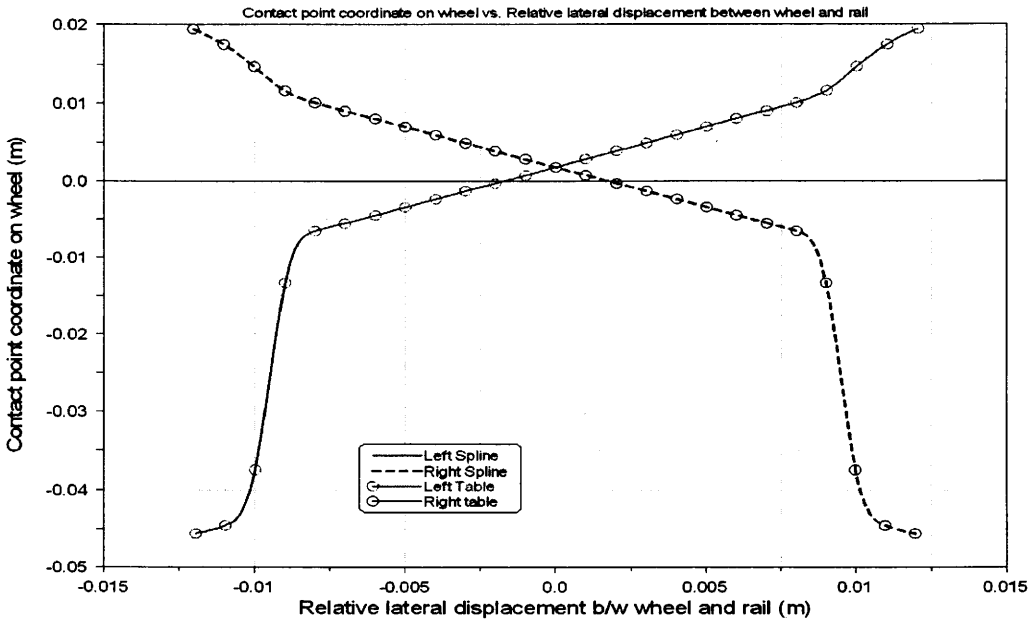


Fig. 5.44. 차륜 횡변위에 따른 차륜 상의 접촉점 위치 변화 (KNR 차륜, ㄹ50 레일, incl. 1/20).

KNR 차륜(1/20)과 러시아의 P50 레일에 대하여 차륜과 레일 접촉 특성을 해석하였다. P65 레일의 경우 궤간 측정점인 두부 상부 16 mm이하를 기준으로 P50 레일의 두부 형상이 거의 유사하다.

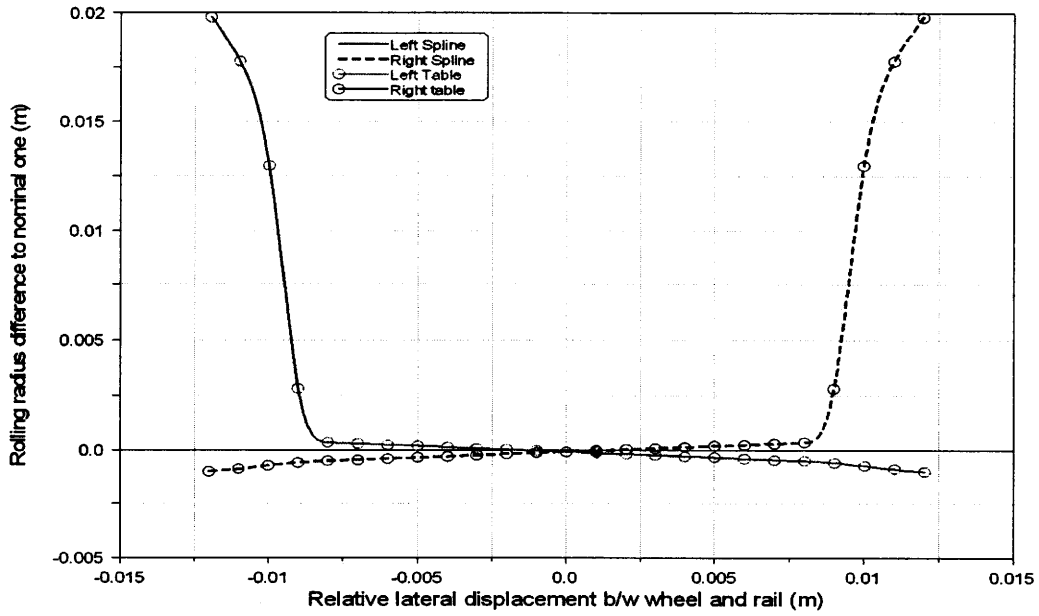


Fig. 5.45. 차륜 횡변위에 따른 차륜 구름반경 변화 (KNR 차륜, P50 레일, incl. 1/20).

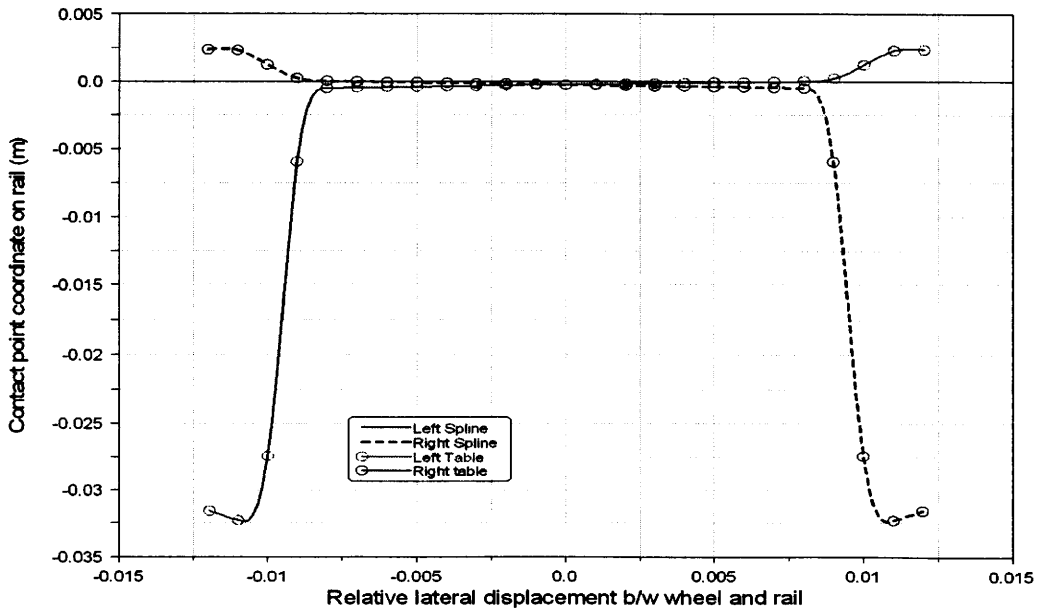


Fig. 5.46. 차륜 횡변위에 따른 레일 상의 접촉점 위치 변화
(KNR 차륜, P50 레일, incl. 1/20).

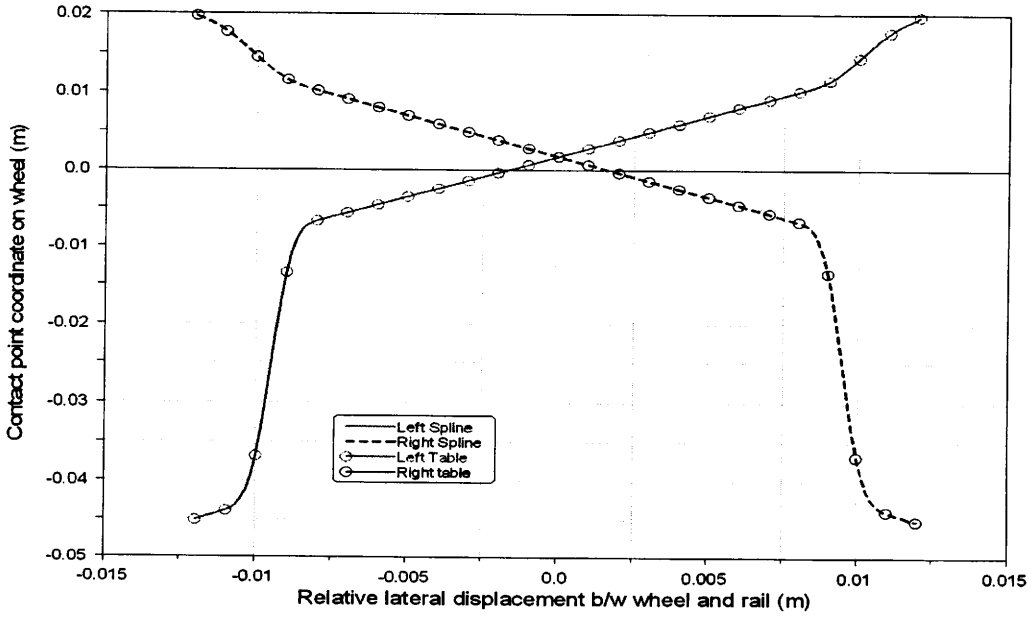


Fig. 5.47. 차륜 횡변위에 따른 차륜 상의 접촉점 위치 변화 (KNR 차륜, P50 레일, incl. 1/20).

위의 결과들에서 원추형 차륜답면의 특징에 의해 서로 다른 종류의 레일의 단면 형상들에서 차륜 횡방향 변위에 의한 차륜 접촉점의 위치 변화량이 유사하다. 따라서 각 국가별 레일들에서 주행 동특성 인자들의 절대적인 양의 차이가 있으나 상대적인 변화 경향이 비슷할 것으로 대략 추측이 가능하다. 또한 위의 신조차륜 답면의 접촉 특성만을 비교할 경우에 차륜의 마모 정도가 유사할 것이다. 그러나 마모 차륜 또는 원호 답면의 차륜에서는 레일의 종류에 따라 동특성의 경향이 차이가 있을 것으로 예상할 수 있다.

2.2.3. UIC Code 518의 동역학적 안전, 궤도피로, 주행 진동 조건

궤간가변장치에 대한 UIC Code 514의 4.2 승인절차, 4.2.2 운행에 대한 임시허가서를 얻기 위한 시험의 4.2.2.1항에는 'UIC Code 518에 규정된 안전 주행에 대한 검증' 항목이 필요조건으로 규정되어 있다. UIC Code 518은 국제적인 운행허가 목적으로 안전, 궤도피로, 주행 거동의 관점과 관련된 동역학적 거동의 관점에서 철도차량 (기존 차량, 신기술 차량과 특수 차량)에 대한 승인절차로서의 노선 주행 시험 및 분석 방법을 다루고 있다. 이 코드는 국제적인 허가에 대한 최소 필요조건으로 운행되는 지역에서 만날 수 있는 특정한 심각한 운행 조건을 포함하지는 않는다. 따라서 우선 UIC Code 518의 규정을 만족하여야 하며 국지적인 심한 운행 조건 (예를 들어 산악 노선이나 매우 급한 곡선)이 있는 경우는 따로 고려하면 된다.

여기서는 해당 코드에서 본 궤간가변 화차에 적용되는 부분을 요약하여 수록하고 관련 인자들을 수치해석 프로그램을 통해 분석하여 설계하는 과정을 다룬다.

- 평가 인자들의 계산을 위한 측정 데이터는 'normal' 또는 'simplified' 방법을 이용하게 되는데 새로운 차량의 승인을 위해서는 normal 방법을 이용한다. 여기에는 각각의 차륜/레일 접촉력 Y와 Q를 이용하게 된다.

<u>시험조건</u>

- 시험에서의 주행 조건은 속도, 캔트부족량 (cant deficiency), 곡선반경 (curve radius)의 조합으로 주어진다. 또한 국제적인 운행 (international traffic)을 위한 차량은 1/20, 1/40의 내부경사도 (rail inclination) 레일 각각에서 시험된다. 그러나 국내 운행 (exclusively domestic operation)의 경우에는 해당 네트워크의 레일 경사도를 적용하면 된다.
- 특수한 차량들의 경우에 추정된 최대 안전 인자들이 제한 값 (limit value)의 85% 이하인 경우에는 하나의 레일 내부경사도에서 수행할 수 있다.

<u>시험노선</u>

- 이하에서 언급되는 허용 캔트부족량 I_{adm}은 각 열차의 종류에 따라서 반영되는데, 120 km/h 속도 이하로 운행되는 화차의 경우 130 mm이다.
- 직선 또는 큰 곡선반경의 곡선에서의 조건:

  시험 속도: $V = 1.1V_{lim}$ (단, 최소한 V_{lim} + 10 km/h)

  캔트부족량: $I \leq 40$ mm

  섹션의 수: $N \geq 25$

각 섹션의 길이: l = 250 m ($V_{lim} \leq$ 220 km/h의 경우)

전체 시험구간의 길이의 최소치: $L=N \times l \geq$ 10 km

- 큰 곡선반경의 곡선에서의 조건:

  시험 속도: $V_{lim} \leq V \leq 1.1V_{lim}$

  캔트부족량: $0.75I_{adm} \leq I \leq 1.1\ I_{adm}$

- 작은 곡선반경의 곡선에서의 조건:

  곡선반경 400 m $\leq$ R $\leq$ 600 m에서

  캔트부족량: $0.75I_{adm} \leq I \leq 1.1\ I_{adm}$

  각 섹션 길이: l = 100 m

  곡선반경 250 m $\leq$ R $\leq$ 400 m에서

  캔트부족량: $0.75I_{adm} \leq I \leq 1.1\ I_{adm}$

  각 섹션 길이: l = 70 m

- 완화곡선 구간에서는 각 곡선 구분에 따른 조건에 따른다.

- 궤도 수준

  · 차량 승인 절차에서 시험 궤도 수준은 궤도 보수 기준 (track maintenance criteria)을 바탕으로 한다. 그 수준은 QN1, QN2, QN3로 나누며, 각각의 시험 섹션의 선택에 있어서 추천하는 것은 다음과 같다.

  50%의 섹션이 QN1과 대등하거나 좋을 것

  40%의 섹션이 QN1과 QN2 사이에 있을 것

  10%의 섹션이 QN2와 QN3 사이에 있을 것

  · 각 수준은 궤도틀림의 표준편차 (standard deviation)와 peak 값으로 다음과 같이 나타낸다.

수직 틀림 표준편차:	QN1 (mm)	QN2 (mm)
V $\leq$ 80 km/h	2.3	2.6
80 < V $\leq$ 120 km/h	1.8	2.1
120 < V $\leq$ 160 km/h	1.4	1.7
160 < V $\leq$ 200 km/h	1.2	1.5
200 < V $\leq$ 300 km/h	1.0	1.3

수평 틀림 표준편차	QN1 (mm)	QN2 (mm)
V ≤ 80 km/h	1.5	1.8
80 < V ≤ 120 km/h	1.2	1.5
120 < V ≤ 160 km/h	1.0	1.3
160 < V ≤ 200 km/h	0.8	1.1
200 < V ≤ 300 km/h	0.7	1.0

궤도 틀림의 최대치 (peak values of isolated track errors)는 다음과 같다.

수직 틀림 최대치	QN1 (mm)	QN2 (mm)
V ≤ 80 km/h	12.0	16.0
80 < V ≤ 120 km/h	8.0	12.0
120 < V ≤ 160 km/h	6.0	10.0
160 < V ≤ 200 km/h	5.0	9.0
200 < V ≤ 300 km/h	4.0	8.0

수평 틀림 최대치	QN1 (mm)	QN2 (mm)
V ≤ 80 km/h	12.0	14.0
80 < V ≤ 120 km/h	8.0	10.0
120 < V ≤ 160 km/h	6.0	8.0
160 < V ≤ 200 km/h	5.0	7.0
200 < V ≤ 300 km/h	4.0	6.0

- 비틀림 (twist) 및 궤간 (gauge) 조건은 궤도 수준 규격의 정의에 들어가지는 않으나 다음 조건은 시험 주행에서 만족하여야 한다.
  - 비틀림의 경우 ERRI B55의 요구조건과 합치해야 한다.
  - 궤도 궤간은 직선 궤도에서 최고 속도로 다음의 값보다 작은 평균 궤간을 가지는 섹션의 주행을 포함하여야 한다. 속도 V ≤ 140 km/h인 경우에 1432 mm.
  - 곡선의 경우에 적어도 1455 mm 까지의 궤간을 가지는 섹션의 주행이 포함되어야 한다.

- 차륜-레일 접촉 형상 조건은 직선 또는 R ≥ 2500 m인 큰 곡선반경의 곡선에서 다음의 equivalent conicity인 경우에 일부 구간에서 불안정함이 알려져 있으며 그러한 궤도 섹션은 시험에서 제외되어야 한다.

  · V ≤ 140 km/h에서 equivalent conicity 0.50

  (equivalent conicity는 주어진 차륜과 레일 단면 형상으로 계산하되 차륜의 횡적 운동의 진폭이 ±3 mm인 경우로 계산된다.)

시험 차량 조건

- 화차의 경우 공차 (unloaded)와 영차 (loaded) 조건에서 시험한다.
- 만일 화차가 컨테이너 운반차처럼 매우 대칭적이지 않을 조건의 짐이 적용될 수 있을 경우 그러한 조건에서도 시험되어야 한다.
- 차륜의 답면은 마모된 상태의 것으로 시험되거나, 신조 차륜과 사용되어 마모된 이론적인 차륜 답면에서 시험되어야 한다. 만일 equivalent conicity가 시험된 차륜 답면으로 얻어지는 값보다 50 % 증가하거나 0.05 이상 증가하지 않을 경우에는 승인절차를 종료할 수 있다.

측정 인자

- 'normal' 방법에 의한 것으로 수평방향과 수직방향 차륜-레일 접촉력 (Y, Q), 차체 끝 쪽 대차 위 수평 및 수직방향 가속도를 측정한다. 측정은 차체 바닥 (floor)에서 이루어지거나, 바닥이 없을 경우 underframe에서 측정한다. 각 윤축 위치의 대차 프레임에서의 횡방향 가속도를 측정한다. Sampling 주파수는 적어도 200 Hz이어야 한다.

평가 인자

- 'normal' 방법의 평가 인자는 다음과 같다.

  $(\Sigma Y)_{2m}$: Sum of guiding forces per axle

  $(Y/Q)_{2m}$: Ratio of lateral to vertical force per wheel for guiding wheelset (탈선계수)

  Q : Vertical force between wheel and rail

  Y_{qst}, Q_{qst} : Quasi-static force between wheel and rail

  $\ddot{y}_s^*$, $\ddot{y}_s^+$: Lateral acceleration values measured at the body and bogie frame

  $\ddot{y}_q^*$, $\ddot{z}_q^*$: Lateral and vertical acceleration in the vehicle body

  $\ddot{y}_{qst}^*$: Quasi-static acceleration in the vehicle body

평가 인자 계산

- 'normal' 방법에서의 평가 인자 계산은 다음과 같다.

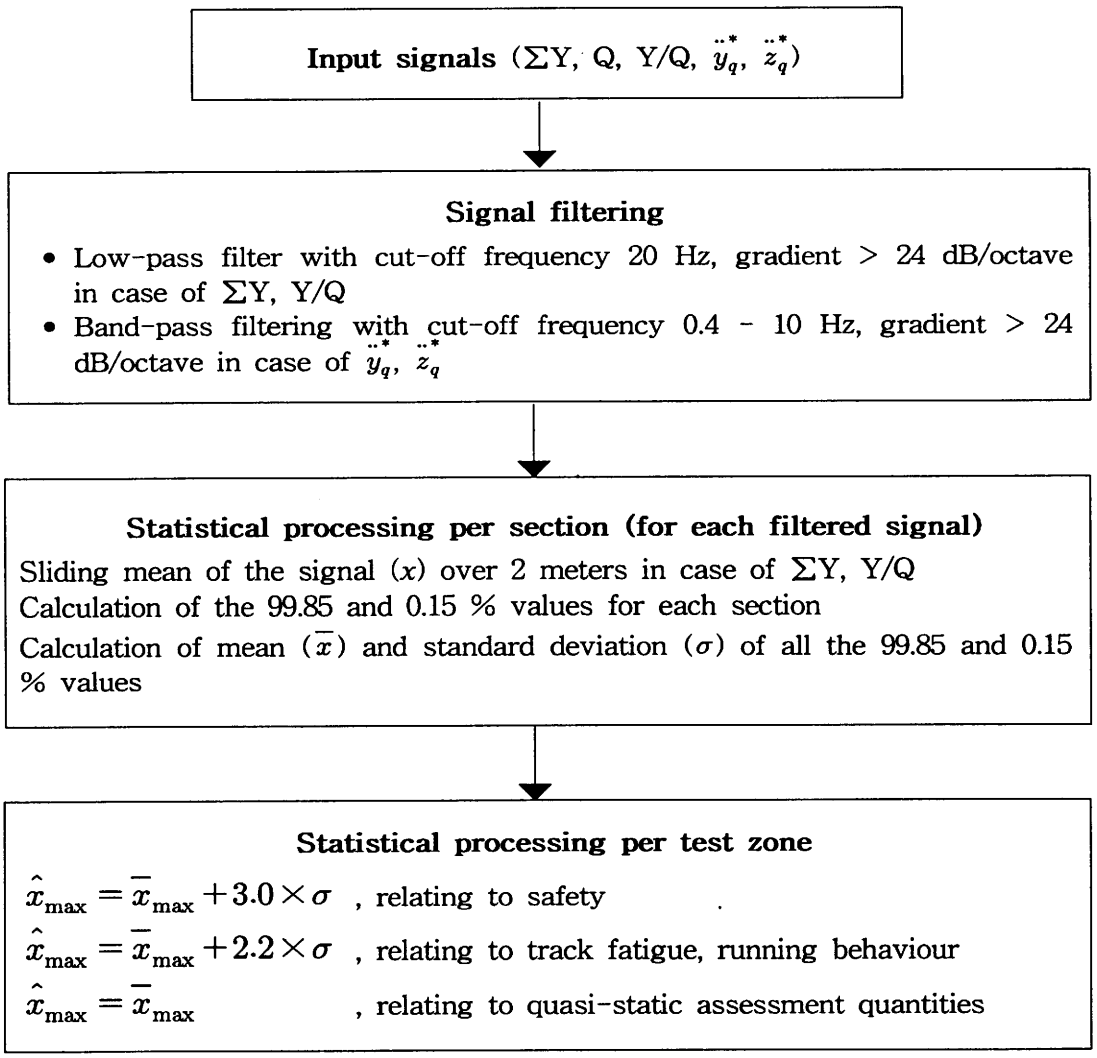


Fig. 5.48. UIC 518에 의한 평가인자 계산 절차 흐름도.

평가 인자 제한치

- 계산된 평가인자는 해당 차량의 안전성, 궤도피로, 주행 거동 측면에서 적절한지 판단하게 되는데 각각의 인자에 대한 제한치 (limiting value)와 비교하게 된다. 새로운 차량에 대한 승인 절차에서 각각의 제한값은 다음과 같다.

- 안전성 (Safety)

(1)

$$(\sum Y_{2m})_{\lim} = \alpha\left(10 + \frac{P_0}{3}\right),$$

여기서 축중 (axle-load) P_0와 $(\sum Y)_{2m}$의 단위는 kN 이다. 또한 a는 동력차 또는 여객차에서는 1이고, 화차에서는 0.85이다.

a는 차량에 의해 작용하는 횡압력에 대하여 궤도가 견디는 안정성 측면에서 요구되는 최소 특성인자이다. 위의 값은 최대 65 cm 간격의 목침목, 도상 자갈 (crushed stone ballast), 질량 46 kg/m 이상의 레일, tamping에 의해 유지되는 궤도 조건에 해당하는 값에 해당한다.

(2)

$$[(Y/Q)_{2m}]_{\lim} = 0.8 \ , \quad R \geq 250 \text{ m}$$

(3) instability

$$(s\sum Y)_{\lim} = \frac{(\sum Y)_{\lim}}{2},$$

여기서 $s\sum Y$는 $\sum Y$의 입력데이터를 Signal Filtering (Pass-band filter around instability frequency f_0 ±2 Hz, attenuation rate ≥ 24 dB/octave)을 거친 후, 10 m 간격에서의 100 m 길이에 대한 root-mean-square 값이다.

위의 안전성 관련 첫 번째 항은 Prud'homme 식으로서 언급한 바와 같이 도상에서 침목의 횡이동에 대한 횡압 한도와 관련한다. 이것은 침목이 도상 중에서 횡이동함에 따라 레일 또는 궤도에 틀림이 발생하거나, 레일의 전도를 초래하여 탈선에 이르는 것을 제한하기 위한 값이다.

두 번째 항은 탈선에 대한 안전성을 정량적으로 평가하는 Nadal 식에서 올라타는 탈선이 일어날 수 있는 상황으로부터 얻어지는 값이다.

$$Y/Q = \frac{\tan\theta - \mu}{1 + \mu\tan\theta}$$

여기서, θ는 차륜 플랜지각이고 μ는 마찰계수이다. Nadal 식은 회전하는 차륜이 레일측면을 올라타기 위해서 미끄러져 내려가려고 하는 힘이 올라타려고 하는 힘과 마찰력의 합력과 균형을 이룬 조건이다. 수식에서 볼 수 있듯이 차륜 플랜지각이 작고 마찰계수가 클수록 탈선계수가 작아지므로 올라타는 탈선이 일어나기 쉽

다. 탈선기준으로는 수식에 플랜지각 60도, 마찰계수 0.3을 대입할 경우 Y/Q = 0.94가 나오므로 약 20% 여유로 0.8을 안전성 판단 기준으로 한 것이다. 또한 미끄러져 오름 탈선의 경우에는 위 조건에서 Y/Q = 4.23이 되고, 일반적으로 안전성 기준에서는 더 작은 값인 올라타는 탈선의 0.8을 이용하게 된다.

탈선계수는 흔히 발생 횡압의 작용 시간을 고려하여 두가지로 계산되며, 그것은 윤하중 측정 파형의 순간 값을 이용하는 탈선계수와, 급격하게 변동하는 성분을 무시하고 비교적 완만하게 변동하는 성분의 값만 이용하는 탈선계수이다.

- 궤도피로 (Track fatigue)

(1) 수직력 Q_{lim}

적용 범위: 차륜당 최대 정하중 112.5 kN

변동 규정: $Q_{lim} = 90 + Q_0$,

여기서 Q_{lim}과 Q_0의 단위는 kN이며, Q_0는 각 차륜에 작용하는 정하중이다.

속도에 따른 제한치:

$Q_{lim} \leq 200$ kN, ($V_{lim} \leq 160$ km/h의 경우),

여기서 V_{lim}은 차량 운행 속도의 제한값이다.

결국, 제한치는 위의 변동 규정과 속도에 따른 제한치로부터 얻어지는 Q_{lim} 중 더 작은 값이다.

(2) 작은 곡선반경의 곡선부에서 (완화곡선부는 제외),

$(Y_{qst})_{lim} = 60$ kN

(3) 작은 곡선반경의 곡선부에서 (완화곡선부는 제외),

$(Q_{qst})_{lim} = 145$ kN

- 주행 거동 (Running behaviour)

(1) 대차방식 화차에서,

$(\ddot{y}_q^*)_{lim} = 3$ m/s^2, $(\ddot{z}_q^*)_{lim} = 5$ m/s^2

(2) 대차방식 화차에서 r.m.s. 값,

$(s\ddot{y}_q^*)_{lim} = 1.3$ m/s^2, $(s\ddot{z}_q^*)_{lim} = 2$ m/s^2

(3) 대차방식 화차에서, 곡선부에서만 (완화곡선 제외),

$(\ddot{y}_{qst}^*)_{lim} = 1.3$ m/s^2

위에서 $\ddot{y}_{qst}^*$를 결정하는 데는 20 Hz low-pass 필터링을 하고 각각의 section에서 50 % 값들을 취한 것을 평균하여 이용한다. 주행 거동과 관련된 항은 여객 열차에

서는 승객의 승차감 기준을 나타내며 화차에서는 화물의 진동으로 인한 파손을 방지하기 위한 기준이라고 할 수 있다.

2.2.4. 궤간가변 차량에서의 동역학적 거동 분석 결과

본 궤간가변 차량에 대하여 앞에서 언급한 UIC Code 518에서 정하고 있는 규정치와 비교하며, 승인 절차에 대한 flowchart (아래 그림 참조)에서 본 궤간가변 차량의 경우에 해당 코드의 'normal' 방법에 따른 절차를 거쳐서 분석을 수행하였다.

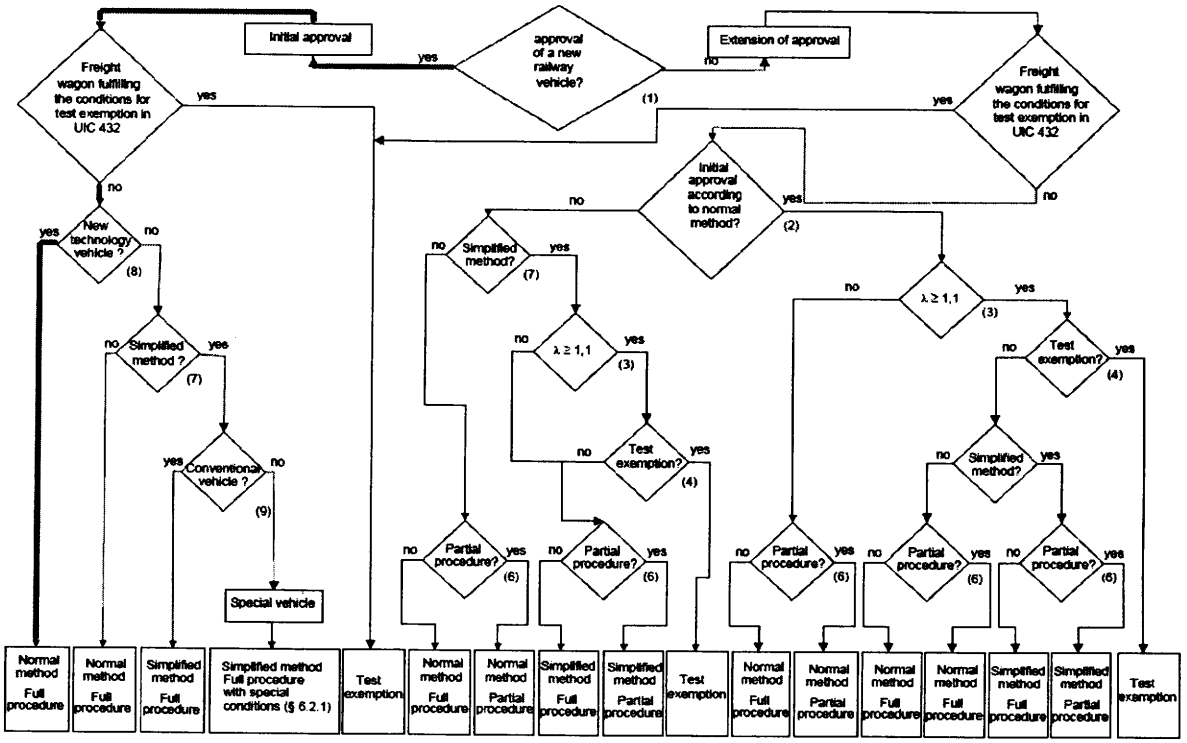


Fig. 5.49. UIC Code 518에 따른 철도 차량의 승인 흐름도.

2.2.4.1. 직선주행 해석 및 기준 비교 (신조차륜)

다음과 같은 궤도 조건에 대하여 해석을 수행하였다.

Table 5.6. 직선주행 해석에 이용한 궤도 조건

궤도 조건 분류	궤도단면	궤간 (mm)	내부경사도
Case A (남한)	KS50N	1435	1/20
Case B (남한)	KS50N	1435	1/40
Case C (북한)	ㄹ50	1435	1/20
Case D (러시아)	P50	1520	1/20

다만, 남한의 경우 화차가 운행되는 기존선에서 레일 내부경사도는 1/20이지만, UIC 518 등의 규정에서와 같이 국제적인 운행의 경우 1/40의 조건을 고려하므로 Case B를 생각하였다. 유럽의 경우 1/20과 1/40의 내부경사도가 함께 존재하므로 장기적인 관점에서 1/40 조건도 고려함이 타당하다. 그러나 UIC 518에서 언급한 바와 같이 추정인자가 제한치의 85%이하일 경우는 1/20의 한 내부경사도에 대해서만 고려하면 될 것이다.

궤도 틀림 조건은 다음 그림에 나타낸 것과 같은 데이터를 이용하였다. 해당 데이터는 ADAMS/Rail에서 제공하는 어느 특정 궤도의 궤도 틀림 측정치이지만, 앞에서 언급한 80~120 km/h 속도에 해당하는 궤도 틀림 조건을 대략 만족하고 있으므로 본 해석에 적용하였다.

Table 5.7. 직선/곡선주행 해석에 이용한 궤도 틀림 조건.

궤도 틀림 조건	좌측 레일	우측 레일
수직궤도틀림 표준편차 (mm)	2.33	2.27
수평궤도틀림 표준편차 (mm)	1.52	1.53
수직궤도틀림 최대치 (mm)	-11.7, 9.93	-10.08, 7.70
수평궤도틀림 최대치 (mm)	-8.08, 6.39	-8.73, 6.18

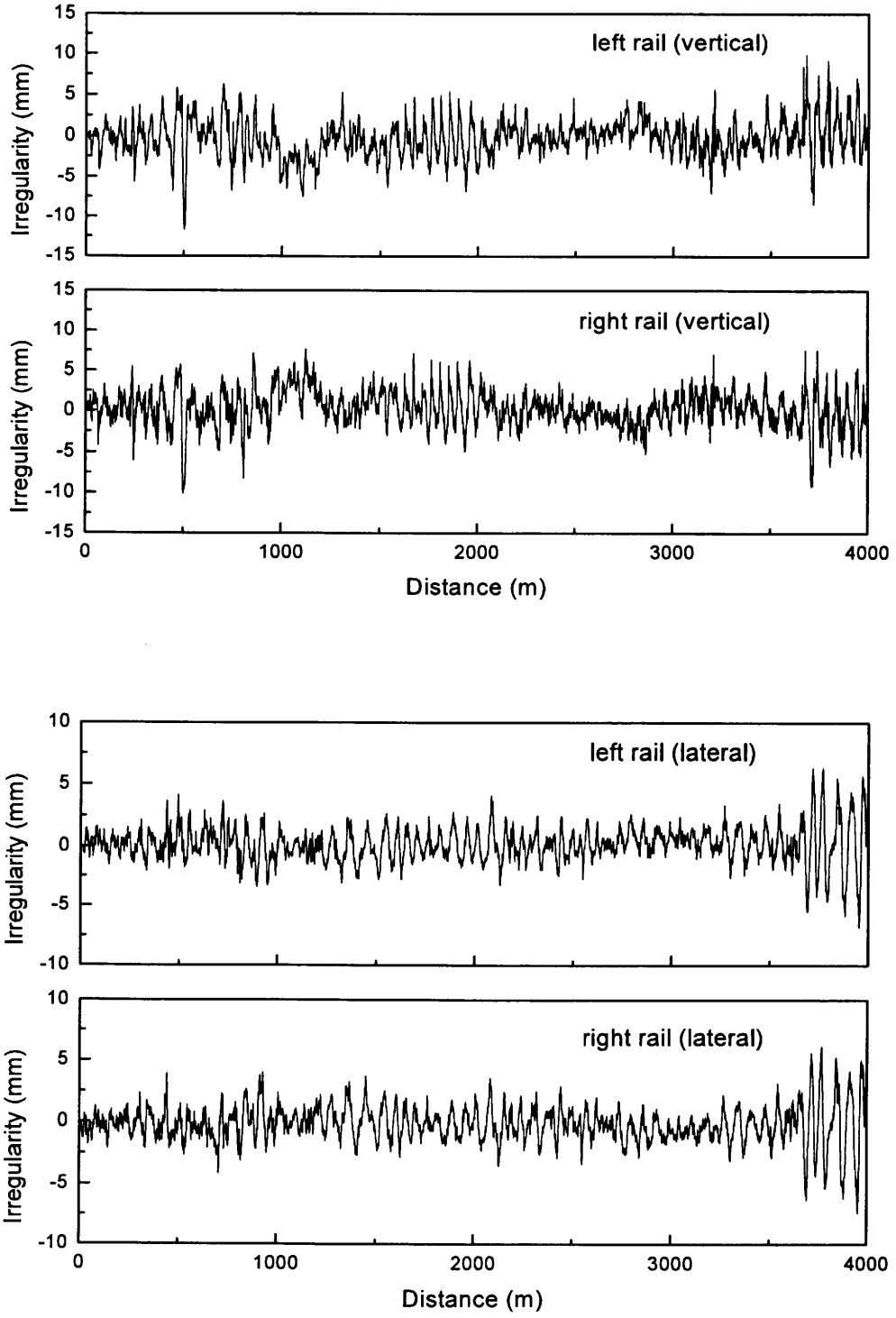


Fig. 5.50. 동적 해석에 이용한 수직방향 및 수평방향 궤도틀림.

해석 결과 분석

주행속도는 공차조건일 때 최고 속도 목표치인 33.4 m/s (120 km/h)로 하였으며, 영차조건에서는 27.8 m/s (100 km/h)로 하였다.

- 안전성 (Safety)

(1) 횡압력의 합

공차일 경우,

$$(\sum Y_{2m})_{\lim} = \alpha\left(10+\frac{P_0}{3}\right) = 0.85\times\left(10+\frac{45.8}{3}\right) = 21.5\ kN$$

영차일 경우,

$$(\sum Y_{2m})_{\lim} = 0.85\times\left(10+\frac{168.3}{3}\right) = 56.2\ kN.$$

각 궤도 조건에서 해석한 결과를 이용하여 앞에서 언급한 UIC Code 518의 신호처리 방식에 의하여 얻어진 횡압력 합의 추정값 (estimated value)은 다음과 같다.

궤도 조건 분류	공차조건 ($\Sigma Y)_{2m}$, kN	영차조건 ($\Sigma Y)_{2m}$, kN	비고
Case A (남한, 1/20)	4.22	12.95	
Case B (남한, 1/40)	4.25	12.74	
Case C (북한)	4.23	11.89	
Case D (러시아)	4.30	14.48	
제한치 (UIC-518)	21.5	56.2	

(2) 탈선계수

궤도 조건 분류	공차조건 $(Y/Q)_{2m}$	영차조건 $(Y/Q)_{2m}$	비고
Case A (남한, 1/20)	(좌) 0.086 (우) 0.113	(좌) 0.25 (우) 0.21	
Case B (남한, 1/40)	(좌) 0.086 (우) 0.104	(좌) 0.23 (우) 0.20	
Case C (북한)	(좌) 0.086 (우) 0.103	(좌) 0.26 (우) 0.18	
Case D (러시아)	(좌) 0.086 (우) 0.106	(좌) 0.29 (우) 0.19	
제한치 (UIC-518)	0.8	0.8	

위의 결과들에서 횡압력의 합과 탈선계수는 가장 크기가 큰 앞쪽 윤축 (leading wheelset)에 대한 값이다.

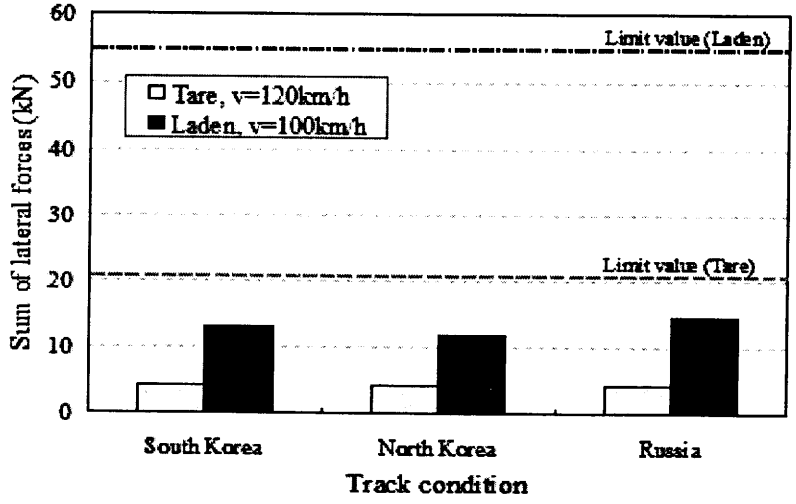


Fig. 5.51. 직선궤도에서의 횡압력의 합 비교, (레일의 내부경사도는 1/20).

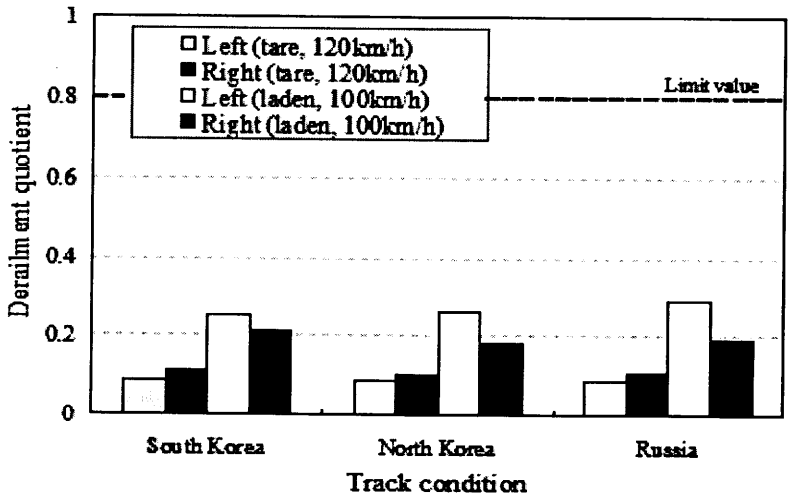


Fig. 5.52. 직선궤도에서의 탈선계수 비교.

(3) Instability

횡압력의 합은 규정치보다 매우 작은 편이며 root-mean-square 값 또한 매우 작아서 Instability 규정치를 충분히 만족한다.

- 궤도피로 (Track fatigue)

차륜당 정하중은 공차 및 영차에서 각각 22.9, 84.2 kN이다. 따라서 적용범위 조건에는 부합한다.

공차에서는 변동 규정이

$$Q_{lim} = 90 + Q_0 = 90 + 22.9 = 112.9 \text{ kN}$$ 이며,

속도에 따른 제한치는

$$Q_{lim} \leq 200 \text{ kN}$$ 이므로

결국 차륜당 수직력 제한치 Q_{lim}은 112.9 kN이다.

한편, 영차에서는 변동 규정이

$$Q_{lim} = 90 + Q_0 = 90 + 84.2 = 174.2 \text{ kN}$$ 이며,

속도에 따른 제한치는

$$Q_{lim} \leq 200 \text{ kN}$$ 이므로

결국 차륜당 수직력 제한치 Q_{lim}은 174.2 kN이다.

그림에서 공차에서의 차륜당 수직력은 모두 45 kN 이하로서 규정치를 만족한다. 한편, 영차조건에서는 차륜당 수직력은 각 레일 조건에서 모두 120 kN 이하로서 규정치를 만족한다.

- 주행 거동 (Running behaviour)

(1) 대차방식 화차에서,

$$(\ddot{y}_q^*)_{lim} = 3 \text{ m/s}^2, \qquad (\ddot{z}_q^*)_{lim} = 5 \text{ m/s}^2$$

(2) 대차방식 화차에서 r.m.s. 값,

$$(s\ddot{y}_q^*)_{lim} = 1.3 \text{ m/s}^2, \qquad (s\ddot{z}_q^*)_{lim} = 2 \text{ m/s}^2$$

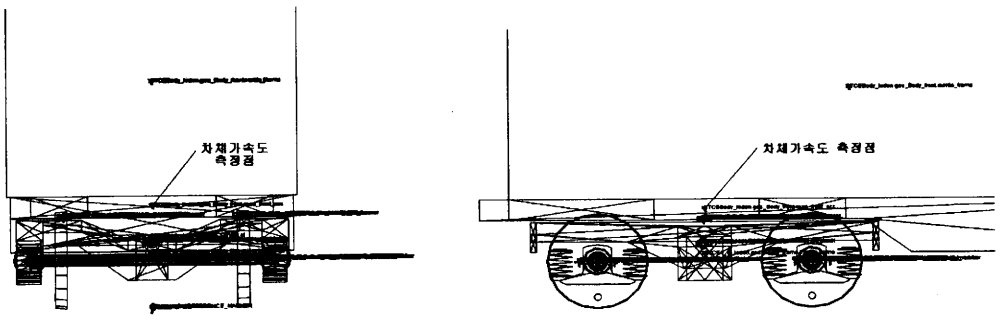


Fig. 5.53. 차체의 가속도 측정 위치.

UIC Code 518에 따라서 필터링을 거쳐 통계처리를 한 값을 제한치와 비교한 것을 다음 표에서 볼 수 있다.

[공차조건에서의 차체 가속도]

궤도 조건 분류	$s\ddot{y}_q^*$,m/s^2	$s\ddot{z}_q^*$,m/s^2	비고
Case A (남한, 1/20)	0.2869	0.4112	
Case B (남한, 1/40)	0.2863	0.4111	
Case C (북한)	0.2836	0.4103	
Case D (러시아)	0.2849	0.4118	
제한치 (UIC-518)	1.3	2	

[영차조건에서의 차체 가속도]

궤도 조건 분류	$s\ddot{y}_q^*$,m/s^2	$s\ddot{z}_q^*$,m/s^2	비고
Case A (남한, 1/20)	0.4937	0.2995	
Case B (남한, 1/40)	0.4266	0.2953	
Case C (북한)	0.4838	0.3026	
Case D (러시아)	0.4982	0.3189	
제한치 (UIC-518)	1.3	2	

위 표에서 알 수 있듯이 직선 주행에서 차체 가속도가 제한치를 모두 만족한다. 영차조건에서 공차조건보다 좀 더 작은 차체 가속도 크기를 보이고 있는데, 이것은 공차 시 사이드베어러 쪽에 대부분의 하중이 걸리고 영차 시에는 센터 피봇 쪽에 대부분의 하중이 걸리게 되어 하중뿐만 아니라 동특성도 바뀌는 영향인 것으로 보인다.

다음 페이지들에는 필터링 및 통계처리 하지 않은 차체 가속도를 나타내었다.

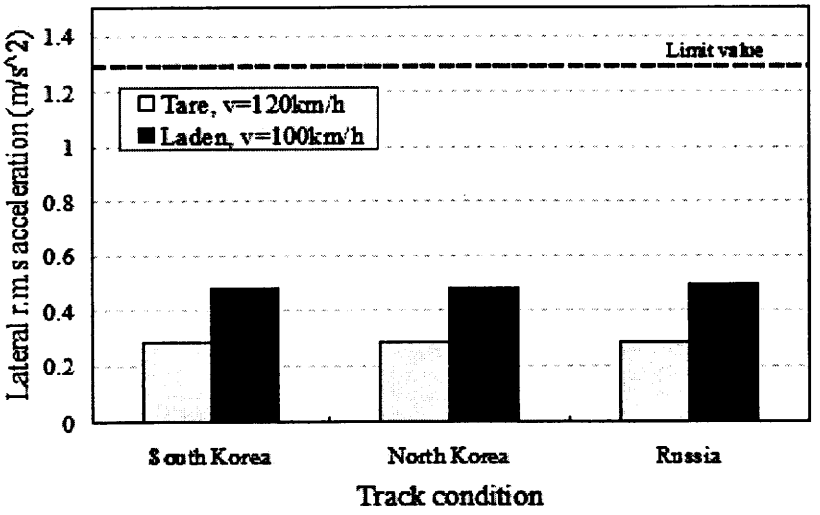


Fig. 5.54. 직선 궤도에서의 횡방향 차체 가속도 비교.

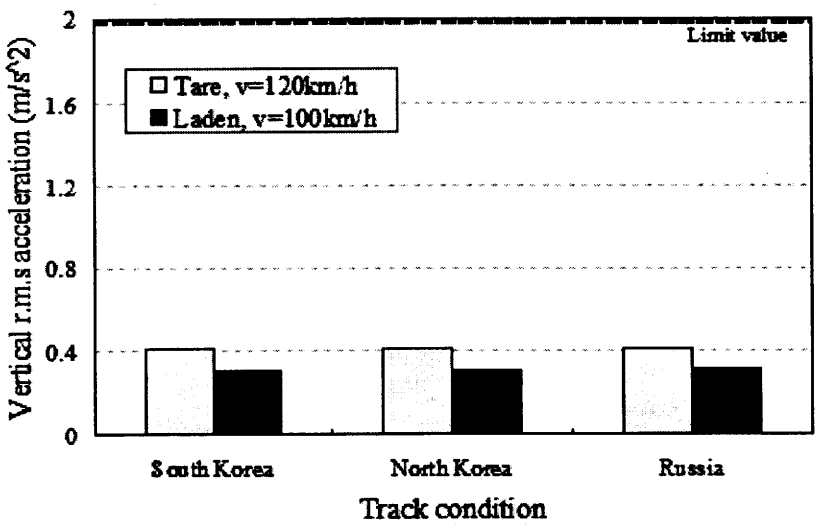


Fig. 5.55. 직선 궤도에서의 종방향 차체 가속도 비교.

- 최고속도 초과 시 탈선계수 및 접촉점 위치 변화

앞 절에서는 최고속도 목표치에서의 주행안전성에 대한 계산을 수행하였으나, 본 절에서는 동일한 직선 궤도조건에서 주행속도를 70 m/s까지 높여가며 이론적인 탈선계수와 차륜 상에서 접촉점 위치를 살펴보았다.

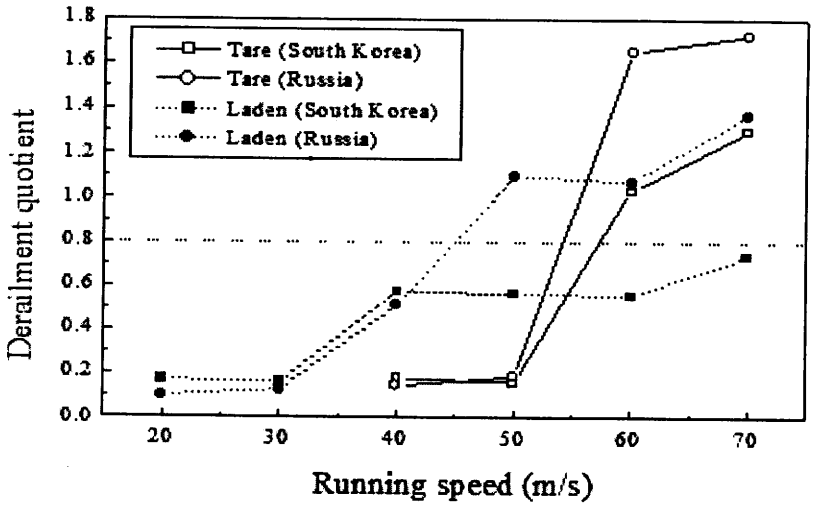


Fig. 5.56. 주행속도에 따른 탈선계수 변화 비교.

위 그림에서 표준궤 (KS50N 레일의 남한 궤도)와 광궤 (P65 레일의 광궤) 조건 각각에서 공차와 영차 시 속도를 변화시킬 때 탈선계수를 나타내었다. 공차 시에는 약 50 m/s, 영차 시에는 약 30 m/s 이상에서 탈선계수가 크게 증가하였다. 그러므로 안정성 측면에서 그러한 속도 대역 이내로 하는 것이 적절함을 알 수 있다. 공차와 영차 시 모두 저속에서는 두 궤도 조건에서의 탈선계수 값이 유사하지만 고속에서는 차이가 커진다.

또한, 아래 그림에서 영차 시 레일과 접촉하게 되는 차륜상의 접촉점 위치 빈도 그래프에서 볼 수 있듯이 앞에서 언급한 속도 대역 이상에서 2점 접촉 (플랜지 접촉)의 빈도가 크게 증가하고 있음을 알 수 있다. 원추형 답면을 가지는 차륜에서는 플랜지 접촉이 발생하지 않는 저속에서 conicity가 유사하지만 고속에서 플랜지 접촉이 발생하게 되면 플랜지 접촉점에서의 conicity가 레일 단면 형상에 따라 다르기 때문에 고속에서 이종레일 간의 탈선계수의 차이가 커지는 것으로 판단된다. 특히 KS50N 표준궤 레일보다 P65 광궤 레일에서 고속 주행 시 탈선계수가 크며 플랜지 접촉의 빈도가 주행속도의 증가에 따라 지속적으로 커지고 있음을 알 수 있다. 따라서 현재의 국내 차륜답면을 궤간가변 대차에 적용할 시에도 규격을 만족할 수 있으나, 향후 고속화를 지향하는 관점에서 표준궤와 광궤 레일 단면 모두에서

주행안전성을 더욱 향상시킬 수 있는 궤간가변 대차용 차륜 답면 형상에 대한 연구가 필요하다고 할 수 있다.

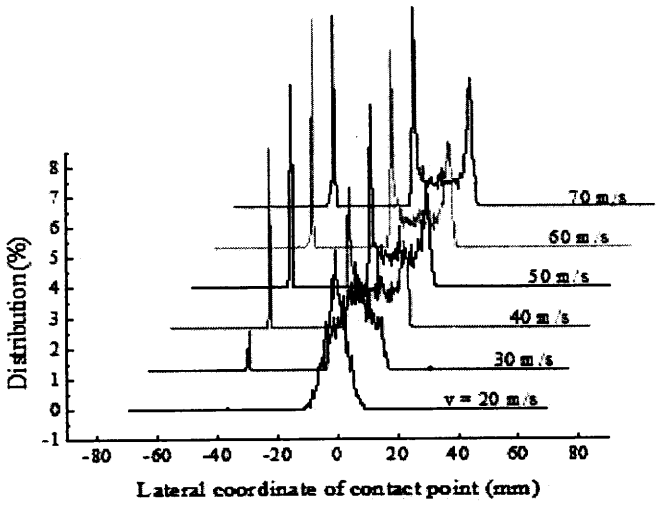


Fig. 5.57. 차륜 접촉점의 위치빈도. 표준궤 KS50N 레일, 영차조건.

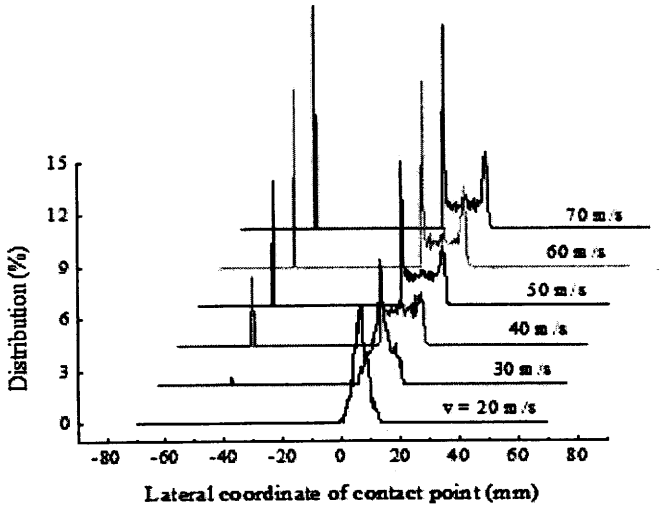


Fig. 5.58. 차륜 접촉점의 위치빈도. 광궤 P65 레일, 영차조건.

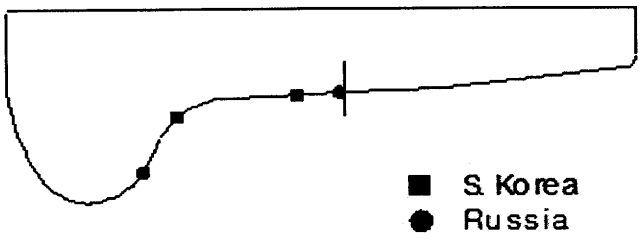


Fig. 5.59. 2점 접촉 (플랜지 접촉) 위치 비교.

2.2.4.2. 곡선주행 해석 및 기준 비교 (신조차륜)

직선주행에서와 유사하게 곡선부 주행에서 동특성 해석을 수행하고 제한치와 비교하였다. 곡선 궤도 조건에서는 직선 궤도의 입력 데이터 이외에도 곡선반경, 캔트, 슬랙, 완화곡선 길이, 곡선부 통과 최고속도가 필요하다. 본 궤간가변 화차는 우리나라와 북한, 러시아, 중국을 모두 통과하게 되므로 이들 각 국가에서의 곡선부 조건이 고려되어야 한다. 여기에서는 우리나라와 북한 지역을 달리게 되는 노선 중에서 횡압 또는 진동이 심각할 수 있는 최소의 곡률반경에 대하여 주행 거동을 모사하고 제한치와 비교하여 설계가 적합한지 살펴보았다.

우리나라에서는 향후 궤간가변 화차가 주로 주행하게 되는 노선 중 하나인 경원선을 대상으로 하였으며 북한의 경우 경원선, 동해북부선을 대상으로 하였다. 해당 노선들은 3급선에 해당한다. 해당 곡선부의 조건은 다음 표와 같다. 완화곡선 길이, 캔트량과 슬랙량, 곡선 통과 최고속도 등은 해당 곡선반경에 대하여 남학과 북한이 건설규칙으로 각각 규정하고 있는 값이다. 러시아의 경우 극동 지역의 일반적인 최소 곡선 반경에 대하여 '러시아 철도 선로시설의 경영에 대한 규정 (2001)'을 따랐다.

Table 5.8. 곡선부 해석에 이용된 궤도 조건.

구분	단위	남한	북한	러시아
궤간	mm	1,435	1,435	1,520
레일 규격		KS50N	ㄹ50	P50, P65
레일 내부경사도		1:20	1:20	1:20
곡선반경	m	300	300	300
완화곡선 길이	캔트	700배	600배	500배 (1/0.002)
캔트량	mm	110	100	130
슬랙량	mm	12	18	20
곡선 통과 최고속도	km/h	78	75	65

한편, 해석 시 궤도틀림 조건은 직선 주행 해석에서 이용한 값과 동일하게 한계치에 이르는 큰 궤도틀림 값을 이용하였다.

해석 결과 분석

주행속도는 공차 및 영차조건 모두에서 곡선 통과 최고속도로 하였다. 즉, 남한의 경우 21.7 m/s (78 km/h)로 하였으며, 북한의 경우 21 m/s (75 km/h)로 하였다. 러시아의 경우는 18.1 m/s (65 km/h)이다.

- 안전성 (Safety)

(1) 횡압력의 합

공차와 영차일 경우 앞의 직선 주행에서와 같이 각각 21.5, 56.2 kN의 제한치를 가진다. 각 궤도 조건에서 해석한 결과를 이용하여 앞에서 언급한 UIC Code 518의 신호처리 방식에 의하여 얻어진 횡압력 합의 추정값 (estimated value)은 다음과 같다. 여기서 횡압력의 합과 탈선계수는 가장 크기가 큰 앞쪽 윤축 (leading wheelset)에 대한 값이다.

궤도 조건 분류	공차조건 $(\Sigma Y)_{2m}$, kN	영차조건 $(\Sigma Y)_{2m}$, kN	비고
남한	8.79	30.33	
북한	9.13	30.90	
러시아	9.93	23.00	
제한치 (UIC-518)	21.5	56.2	

(2) 탈선계수

궤도 조건 분류	공차조건 $(Y/Q)_{2m}$	영차조건 $(Y/Q)_{2m}$	비고
남한	(좌) 0.525 (우) 0.388	(좌) 0.415 (우) 0.379	
북한	(좌) 0.587 (우) 0.432	(좌) 0.459 (우) 0.404	
러시아	(좌) 0.703 (우) 0.481	(좌) 0.531 (우) 0.433	
제한치 (UIC-518)	0.8	0.8	

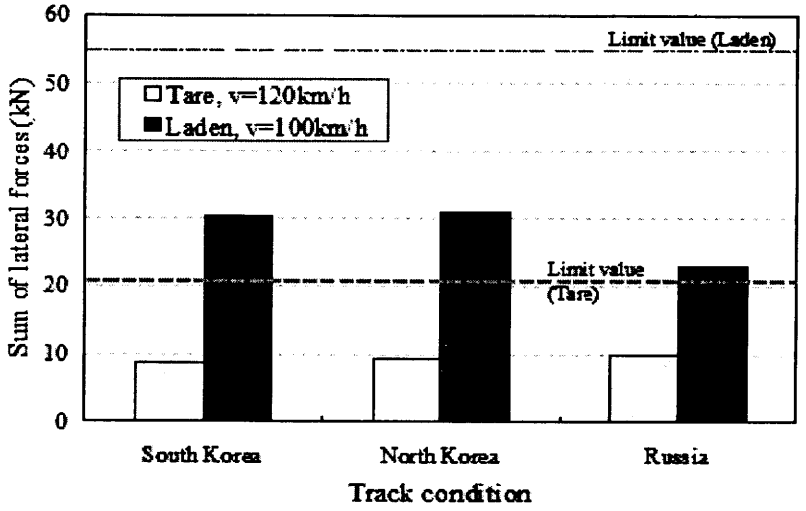


Fig. 5.60. 곡선 궤도에서의 횡압력의 합 비교.

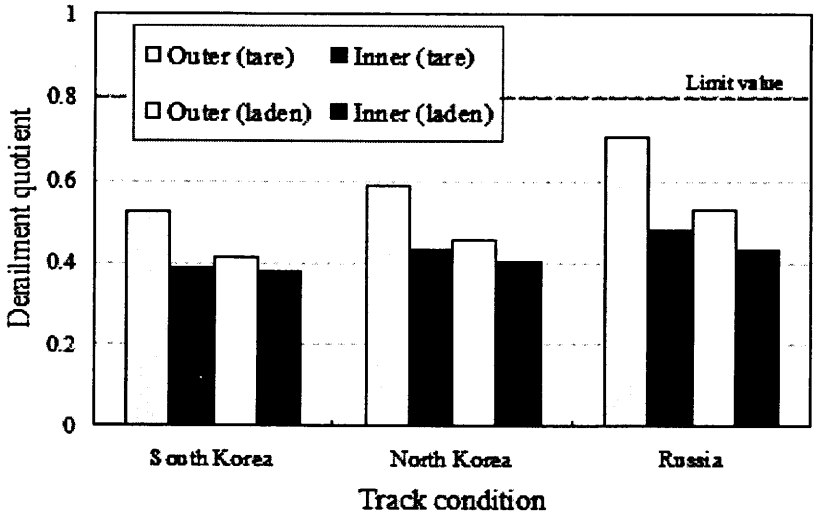


Fig. 5.61. 곡선 궤도에서의 탈선계수 비교.

- 궤도피로 (Track fatigue)

(1) 수직력

직선 주행 조건과 정하중 조건이 같으므로 우선 변동 규정에 의한 제한치 Q_{lim}은 공차와 영차에서 각각 112.9, 174.2 kN이다.

(2, 3) 작은 곡선반경의 곡선부 (완화곡선부는 제외)

곡선부에서의 궤도피로 관련 제한치는 또한 다음의 값이 추가된다.

$$(Y_{qst})_{lim} = 60 \text{ kN}, \qquad (Q_{qst})_{lim} = 145 \text{ kN}$$

공차조건에서 Q의 최대값은 남한측 40.2 kN이고 북한측 38.0 kN이다. 영차조건에서 Q의 최대값은 남한측 129.2 kN, 북한측 129.1 kN이고 러시아측 118.3 kN이다.

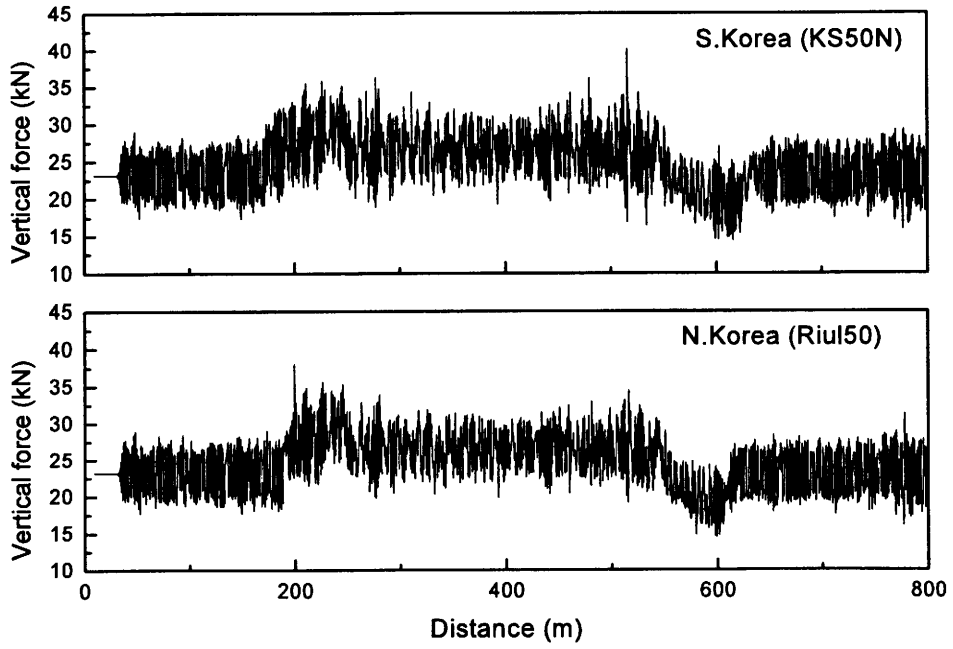


Fig. 5.62. 계속.

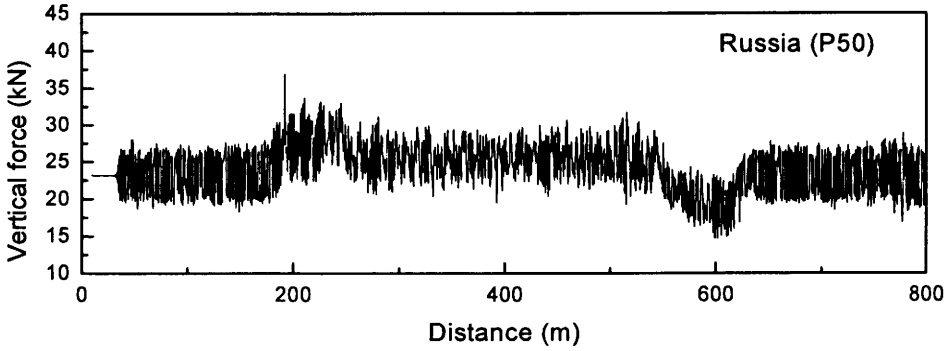


Fig. 5.62. 곡선부 R300, 공차조건에서의 차륜-레일 수직력 (첫번째 대차 첫 번째 좌측 차륜).

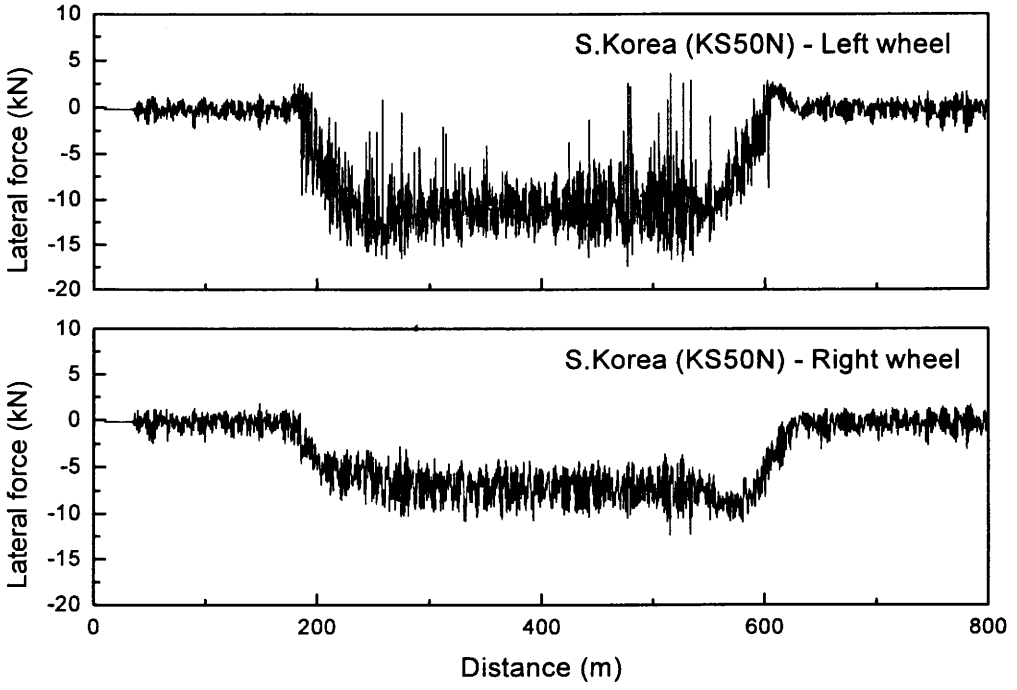


Fig. 5.63. 계속.

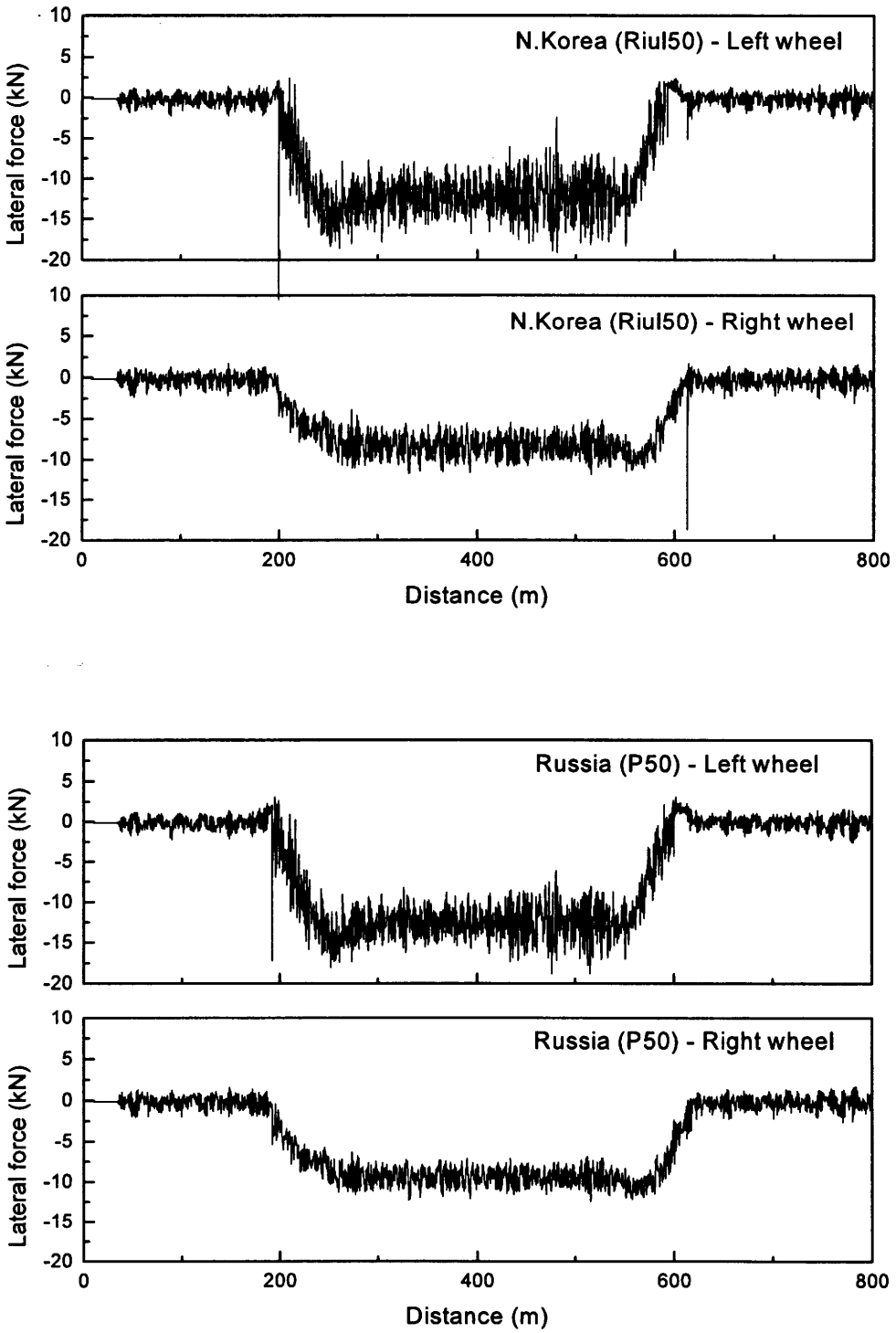


Fig. 5.63. 곡선부 R300, 공차조건에서의 차륜-레일 횡압 (첫째 대차 첫째 차축).

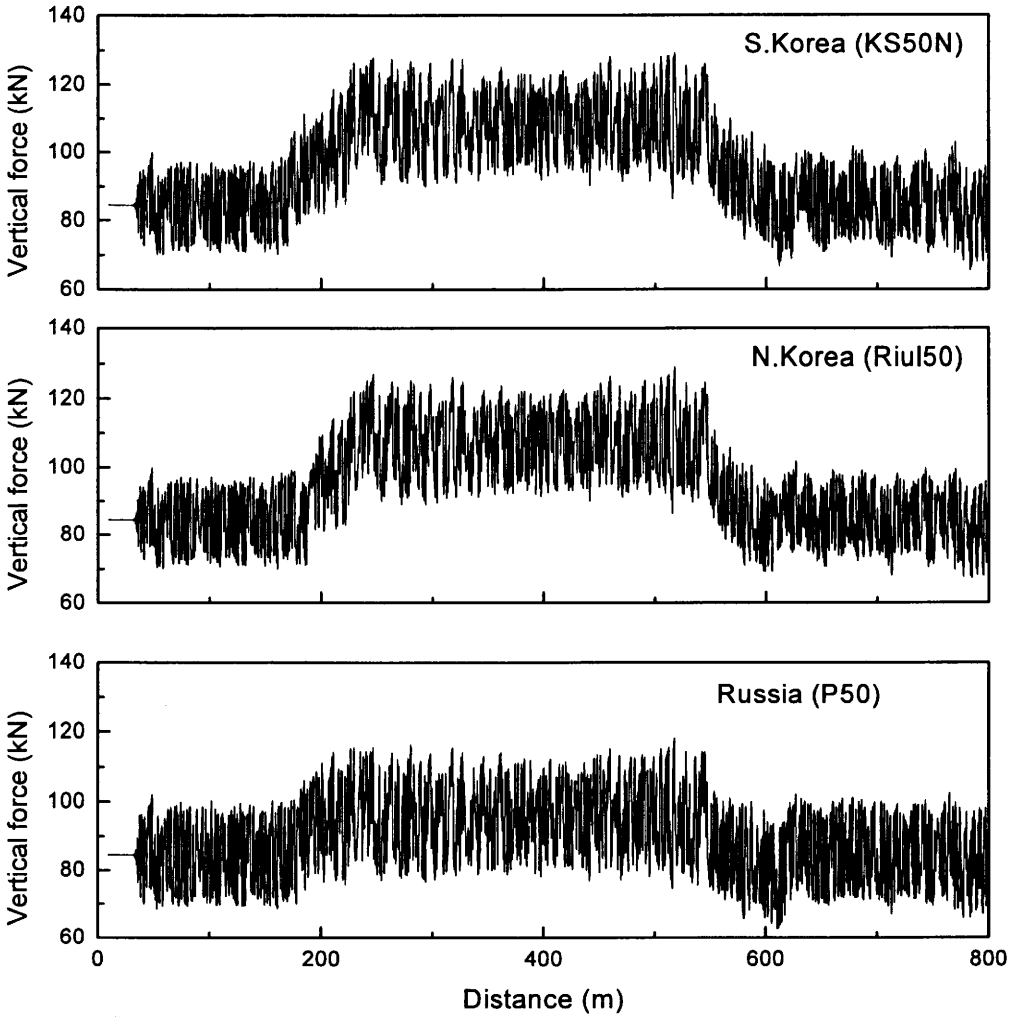
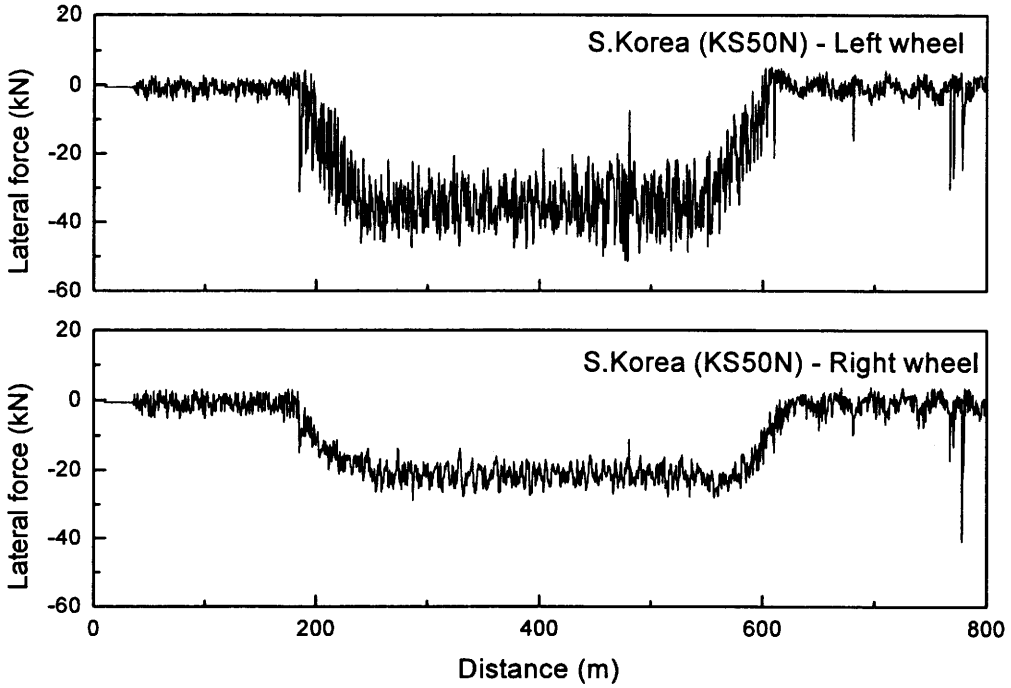


Fig. 5.64. 곡선부 R300, 영차조건에서의 차륜-레일 수직력 (첫째 대차 첫째 좌측 차륜).


S.Korea (KS50N) - Left wheel
S.Korea (KS50N) - Right wheel
Lateral force (kN)
20
0
-20
-40
-60
0
200
400
600
800
Distance (m)

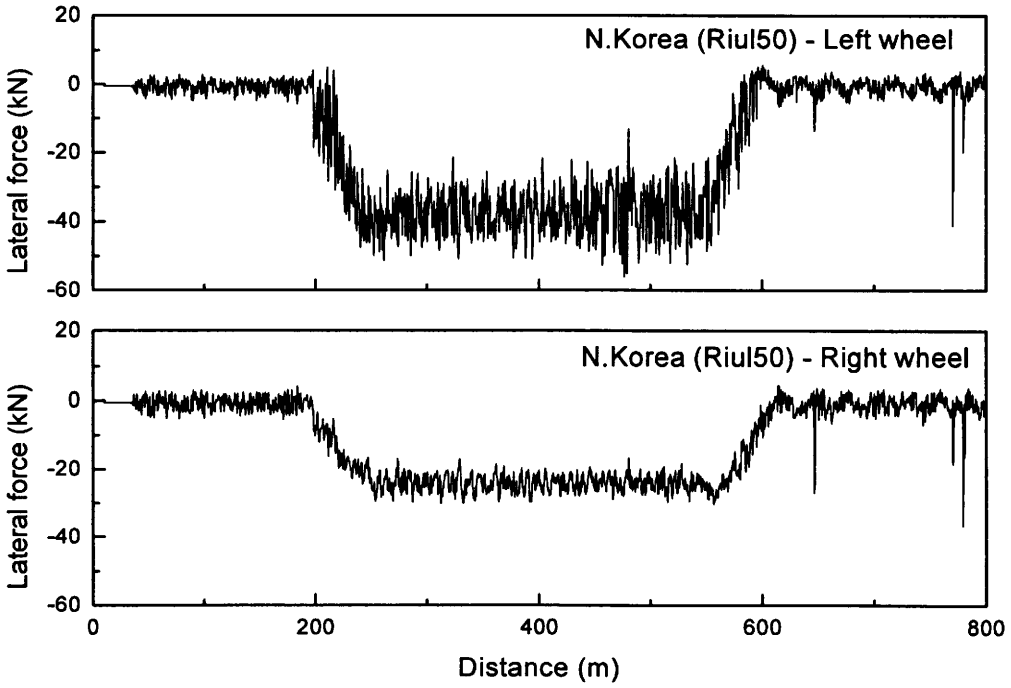

N.Korea (Riul50) - Left wheel
N.Korea (Riul50) - Right wheel
Lateral force (kN)
20
0
-20
-40
-60
0
200
400
600
800
Distance (m)

Fig. 5.65. 계속.

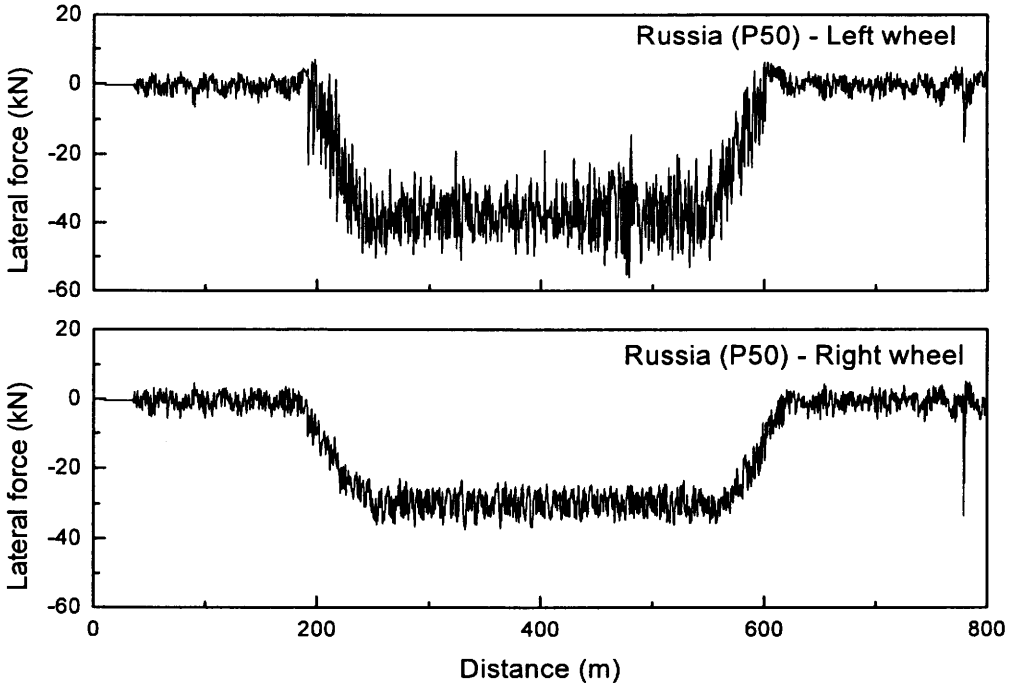


Fig. 5.65. 곡선부 R300, 영차조건에서의 차륜-레일 횡압 (첫째 대차 첫째 차축).

곡선 주행 시에 발생하는 횡압은 곡선통과 시의 초과 원심력으로 인한 횡압, 곡선전향 횡압, 궤도틀림으로 인한 동요나 사행동 등에 수반하는 차량 동요로 인한 횡압, 레일 이음매부나 분기기 등을 통과할 때의 충격에 수반하여 생기는 충격적인 횡압으로 구성된다. 이중에 곡선전향 횡압은 내측 궤에서 발생한 마찰력이 반력으로서 외궤 측에 전해지는 반면, 다른 횡압 요소들은 주로 차륜 플랜지가 접촉하는 외궤 측에서 발생한다. 그림에서 우측 차륜의 횡압은 주로 곡선전향 횡압으로 볼 수 있으며, 좌측 차륜의 횡압과의 차이의 평균적인 값은 초과 원심력에 의한 횡압이고 작은 파장의 변동분은 차량동요와 이음매 충격에 의한 횡압으로 볼 수 있다.

위 결과에서 본 궤간가변 대차의 경우에 횡압과 관련한 값은 기준치를 만족하지만 저감의 필요가 있을 경우 비교적 크기가 큰 곡선전향 횡압 부분을 저감하는 것이 효과적이다. 이를 위해서 시도할 수 있는 방안은 축거의 단축, 대차 선회 저

항 저감, 원호 답면의 차륜 이용, 유연한 축상 지지 대차 또는 조타 대차의 이용이 가능하다. 한편, 차체의 경량화도 횡압의 감소에 우선 시도해 볼 수 있는 대책이다.

궤간가변 대차의 경우 스프링 하 질량이 기존 대차보다 증가하기 때문에 레일 이음매부 또는 분기기 등의 통과 시 충격적인 횡압 성분이 다소 클 수 있다.

- 주행 거동 (Running behaviour)

(1) 대차방식 화차에서,

$(\ddot{y}_q^*)_{\lim}$ = 3 m/s^2, $(\ddot{z}_q^*)_{\lim}$ = 5 m/s^2

(2) 대차방식 화차에서 r.m.s. 값,

$(s\ddot{y}_q^*)_{\lim}$ = 1.3 m/s^2, $(s\ddot{z}_q^*)_{\lim}$ = 2 m/s^2

(3) 대차방식 화차에서, 곡선부에서만 (완화곡선 제외),

$(\ddot{y}_{qst}^*)_{\lim}$ = 1.3 m/s^2

UIC Code 518에 따라서 필터링을 거쳐 통계처리를 한 값을 제한치와 비교한 것을 다음 표에서 볼 수 있다.

[공차조건에서의 차체 가속도]

궤도 조건 분류	$s\ddot{y}_q^*$,m/s^2	$s\ddot{z}_q^*$,m/s^2	$\ddot{y}_{qst}^*$, m/s^2 (곡선부만)
남한	0.4215	0.3113	1.56
북한	0.3998	0.3067	1.46
러시아	0.3424	0.2558	1.09
제한치 (UIC-518)	1.3	2	1.3

[영차조건에서의 차체 가속도]

궤도 조건 분류	$s\ddot{y}_q^*$,m/s^2	$s\ddot{z}_q^*$,m/s^2	$\ddot{y}_{qst}^*$, m/s^2 (곡선부만)
남한	0.3612	0.2627	1.56
북한	0.3510	0.2498	1.47
러시아	0.3668	0.2124	1.09
제한치 (UIC-518)	1.3	2	1.3

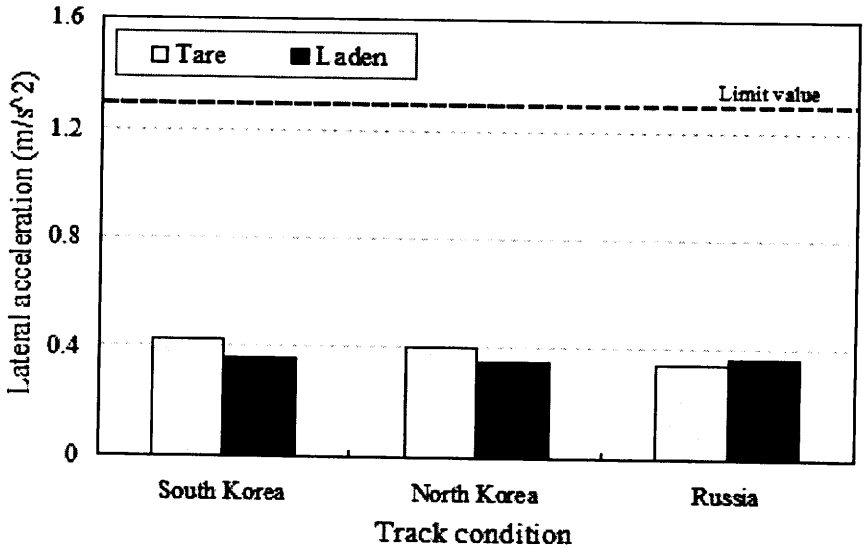


Fig. 5.66. 곡선 궤도에서의 횡방향 차체 가속도 비교.

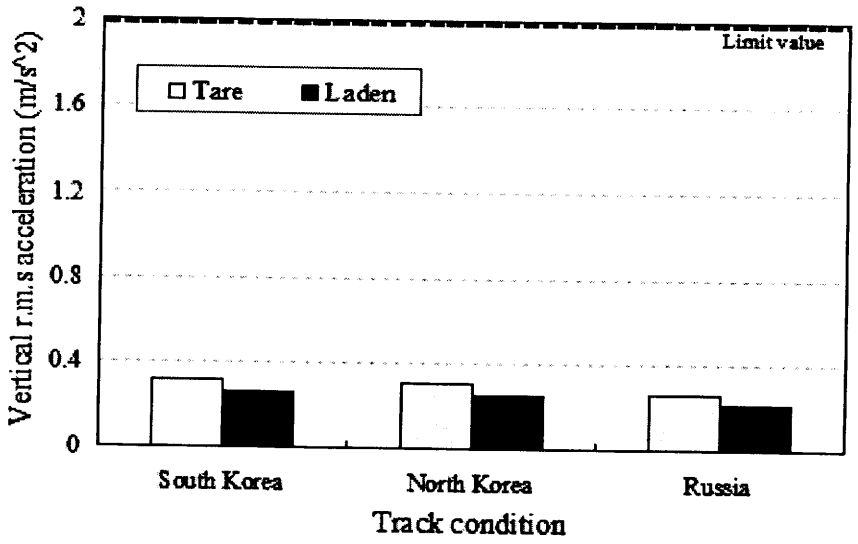


Fig. 5.67. 곡선 궤도에서의 종방향 차체 가속도 비교.

차체 가속도의 좌우방향 및 상하방향 rms 가속도 성분은 공차와 영차 조건 모두에서 UIC의 제한치를 만족한다. 그러나 곡선부의 좌우방향 정상가속도는 남한과 북한에서 제한치보다 약간 크며, 러시아의 조건에서는 제한치보다 작다. 외국의 시험결과에서 좌우 정상가속도 단독의 지표로 쓰는 것이 아니라, 좌우 정상가속도와 좌우 진동가속도의 조합이 승객의 승차감을 잘 설명할 수 있다고 한다. 이때 좌우 진동가속도가 작다면, 보다 큰 좌우 정상가속도라도 허용될 수 있다고 한다. 따라서 본 해석 결과에서도 좌우 rms 가속도 성분이 비교적 작으

므로 약간 초과한 좌우방향 정상가속도는 허용될 수 있을 것으로 본다.

한편, 국내 화차용 용접 대차에 대한 철도공사 표준규격 (철도 2240-2444다, "화차용 용접 대차," 개정 2003. 5. 1.)에 상하 및 좌우 방향 차체 진동가속도 및 횡가속도에 대한 값이 주어져 있으나 곡선부에서의 정상가속도에 대한 국내 기준은 없다. 위의 차체 가속도 값은 국내 철도공사 규격 품질 수준을 만족한다.

그럼에도 불구하고 정상가속도의 저감에 대해서 언급한다면, 공차 및 영차 조건에서 좌우방향 정상가속도의 크기가 각 국가별로 거의 같으므로 좌우방향 정상가속도가 주로 곡선부의 캔트 조건에 의한 영향을 받는 것으로 보이며 따라서 캔트부족량에 관련한 곡선부 통과속도를 조정한다면 저감할 수 있을 것이다.

2.2.4.3. 마모차륜에서의 직선주행 해석 및 기준 비교

본 절에서는 앞에서와 같은 주행 성능 해석을 수행하되 차륜이 마모된 조건으로 하였다. 차륜의 마모 형상은 각 차량 및 각 주행 이력에 따라 다르며 현재 궤간 가변 차량의 마모 차륜 형상은 알 수가 없다. 따라서 기존의 철도 차량에서 측정된 마모 차륜의 형상 중에 차륜 플랜지 마모가 약 4 mm 정도인 일반적인 마모 차륜 형상을 가정하였다. 이것은 주행거리 30만 km 정도인 차륜에 해당한다.

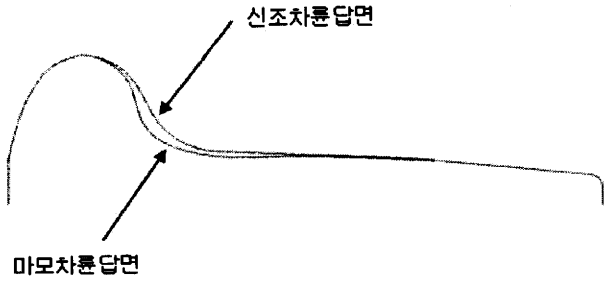


Fig. 5.68. 신조차륜 및 마모된 차륜의 답면 비교.

해석 결과 분석

주행속도는 앞에서와 마찬가지로 공차조건일 때 최고 속도 목표치인 33.4 m/s (120 km/h)로 하였으며, 영차조건에서는 27.8 m/s (100 km/h)로 하였다.

- 안전성 (Safety)

(1) 횡압력의 합

각 궤도 조건에서 해석한 결과를 이용하여 앞에서 언급한 UIC Code 518의 신호처리 방식에 의하여 얻어진 횡압력 합의 추정값 (estimated value)은 다음과 같다.

궤도 조건 분류	영차조건 $(\Sigma Y)_{2m}$, kN	비고
Case A (남한, 1/20)	8.66	
Case B (남한, 1/40)	8.43	
Case C (북한)	8.81	
Case D (러시아)	10.4	
제한치 (UIC-518)	56.2	

(2) 탈선계수

궤도 조건 분류	영차조건 $(Y/Q)_{2m}$	비고
Case A (남한, 1/20)	(좌) 0.048 (우) 0.058	
Case B (남한, 1/40)	(좌) 0.077 (우) 0.064	
Case C (북한)	(좌) 0.051 (우) 0.061	
Case D (러시아)	(좌) 0.061 (우) 0.067	
제한치 (UIC-518)	0.8	

위의 결과들에서 횡압력의 합과 탈선계수는 가장 크기가 큰 앞쪽 윤축 (leading wheelset)에 대한 값이다.

횡압력의 합과 탈선계수 값 모두 마모차륜이 신조차륜보다 더 작은 값을 가진다. 이것은 아래 그림에서 볼 수 있듯이 차륜의 횡변위가 약 10 mm 이내이고 그러한 변위에서는 마모차륜의 conicity가 신조차륜보다 더 작아서 직선주행 시 안정성이 더 높아지는 것으로 보인다.

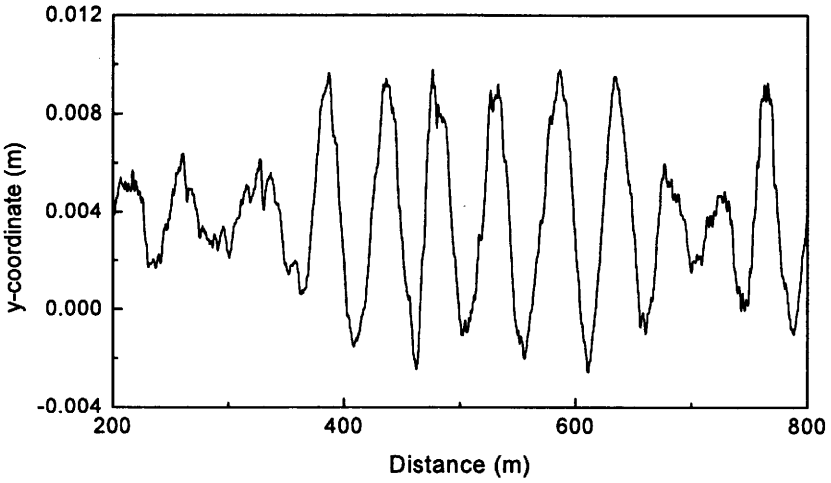


Fig. 5.69. 차륜에서의 접촉점 위치.

- 궤도피로 (Track fatigue)

직선궤도에서의 수직력의 경우는 마모차륜과 신조차륜에서 그 크기가 유사한 정도를 가진다. 즉, 마모차륜에서도 궤도피로 조건의 수직력 제한치를 만족한다.

- 주행 거동 (Running behaviour)

(1) 대차방식 화차에서,

$$(\ddot{y}_q^*)_{\lim} = 3 \text{ m/s}^2, \qquad (\ddot{z}_q^*)_{\lim} = 5 \text{ m/s}^2$$

(2) 대차방식 화차에서 r.m.s. 값,

$$(s\ddot{y}_q^*)_{\lim} = 1.3 \text{ m/s}^2, \qquad (s\ddot{z}_q^*)_{\lim} = 2 \text{ m/s}^2$$

UIC Code 518에 따라서 필터링을 거쳐 통계처리를 한 값을 제한치와 비교한 것을 다음 표에서 볼 수 있다.

[영차조건에서의 차체 가속도]

궤도 조건 분류	$\ddot{s}y_q^*$,m/s^2	$\ddot{s}z_q^*$,m/s^2	비고
Case A (남한, 1/20)	0.1896	0.2741	
Case B (남한, 1/40)	0.1923	0.2811	
Case C (북한)	0.2026	0.2786	
Case D (러시아)	0.2076	0.2984	
제한치 (UIC-518)	1.3	2	

마모차륜에서도 직선 주행에서 차체 가속도가 제한치를 모두 만족한다. 또한 마모차륜에서의 차체 가속도가 신조차륜의 경우보다 더 작으며 이 원인도 횡압력의 합과 탈선계수에서와 같이 해석되어진 상황에서 conicity 차이에 의한 것으로 보인다.

2.2.4.4. 마모차륜에서의 곡선주행 해석 및 기준 비교

- 안전성 (Safety)

(1) 횡압력의 합

각 궤도 조건에서 해석한 결과를 이용하여 앞에서 언급한 UIC Code 518의 신호처리 방식에 의하여 얻어진 횡압력 합의 추정값 (estimated value)은 다음과 같다.

궤도 조건 분류	영차조건 $(\sum Y)_{2m}$, kN	비고
남한	25.28	
북한	24.63	
러시아	15.74	
제한치 (UIC-518)	56.2	

(2) 탈선계수

궤도 조건 분류	영차조건 $(Y/Q)_{2m}$	비고
남한	(좌) 0.467 (우) 0.431	
북한	(좌) 0.471 (우) 0.439	
러시아	(좌) 0.505 (우) 0.429	
제한치 (UIC-518)	0.8	

횡압력의 합에서는 모든 경우에 마모차륜이 신조차륜보다 다소 작다. 탈선계수에서는 남한과 북한의 경우 양측 차륜에서 마모차륜이 신조차륜보다 다소 크지만, 러시아의 경우에는 마모차륜이 신조차륜보다 다소 작다. 그러나 횡압력의 합과 탈선계수 모두에서 제한치보다 작은 양호한 값을 내었다.

- 주행 거동 (Running behaviour)

[영차조건에서의 차체 가속도]

궤도 조건 분류	$s\ddot{y}_q^*$,m/s^2	$s\ddot{z}_q^*$,m/s^2	$\ddot{y}_{qst}^*$, m/s^2 (곡선부만)
남한	0.3473	0.2470	1.56
북한	0.3384	0.2403	1.46
러시아	0.3742	0.2123	1.09
제한치 (UIC-518)	1.3	2	1.3

차체 가속도의 경우에 횡방향 및 종방향의 rms 가속도 값은 마모차륜과 신초차륜이 근소한 차이를 보이며 제한치보다 매우 작다. 한편 원곡선부에서의 횡방향 정상가속도는 신조차륜에서의 값과 거의 차이가 없다. 이것은 통과속도와 캔트에 의한 영향이 주요한 성분이기 때문으로 보이며, 결국 정상가속도 성분을 줄이고자 한다면 남한과 북한의 급곡선 구간에서 최고 통과속도보다 다소 작은 값으로 통과하여야 한다.

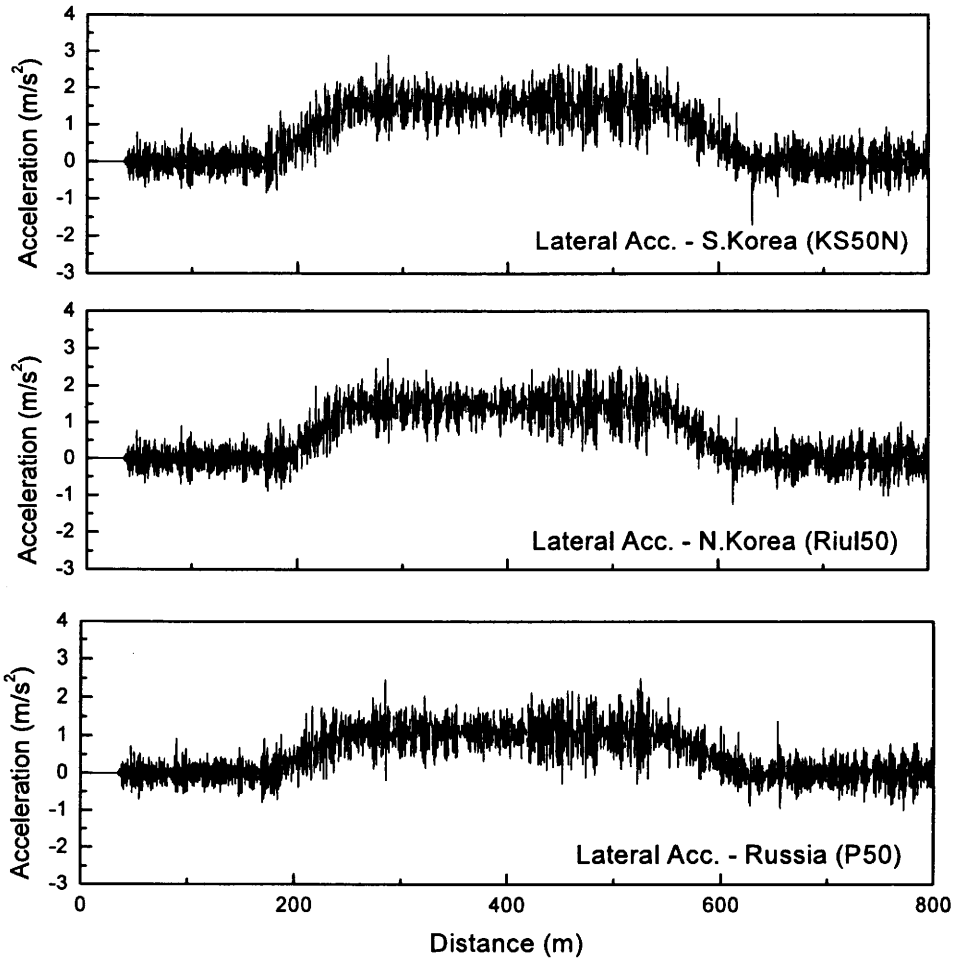


Fig. 5.70. 영차조건에서의 횡방향 차체 가속도 (마모차륜).

2.3. 궤간가변 화차 선형 진동모드 해석

궤간가변 화차에 대하여 동역학적 거동을 이해하기 위해 선형 진동모드 해석을 수행하였다. 본 궤간가변 화차는 마찰을 이용한 감쇠와 많은 bumpstop 요소가 있으므로 큰 비선형성을 가지는 시스템이다. 따라서 선형 해석은 차량의 동역학적 거동의 예측에는 적합하지 않으나 근사적으로 다루어서 각 모드들을 살펴보면 그러한 거동을 이해하는데 도움이 된다. 다음 표는 선형 해석을 통하여 얻어진 각 고유모드들의 주파수를 정리한 것이다.

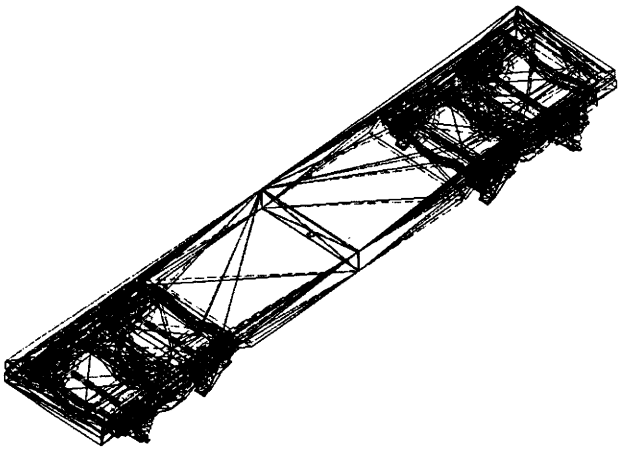
Table 5.8. 선형해석을 통한 각 모드들의 고유 주파수 (공차조건).

차수	기존 고속화차	궤간가변 화차	모드 설명
1	6.370630E+000	6.383750E+000	차체, 대차 피칭
2	6.444440E+000	6.458620E+000	차체, 대차 상하동
3	6.665020E+000	6.655110E+000	차체, 대차 롤링
4	1.504910E+001	1.506140E+001	차체 전후동
5	1.852400E+001	1.852410E+001	차체 요잉
6	2.025890E+001	2.025430E+001	차체 좌우동
7	2.522510E+001	2.528450E+001	차체-대차 간 피칭
8	2.594110E+001	2.599830E+001	차체-대차 간 상하동
9	5.798680E+001	5.908240E+001	차체-대차 간 전후동, 전후대차 반대방향
10	5.919240E+001	6.026310E+001	차체-대차 간 전후동, 전후대차 동일방향

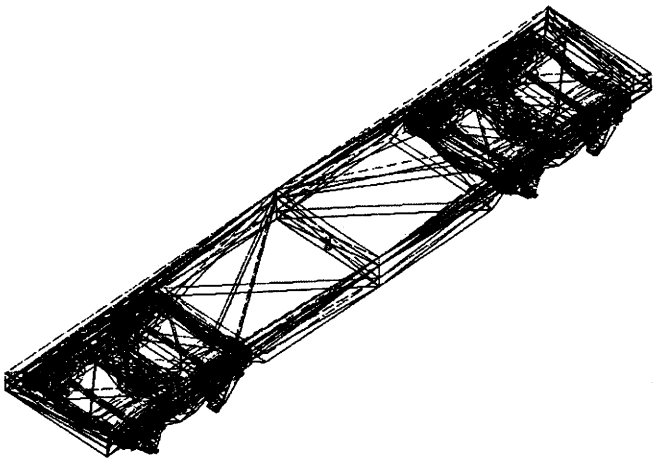
Table 5.9. 선형해석을 통한 각 모드들의 고유 주파수 (영차조건)

차수	기존 고속화차	궤간가변 화차	모드 설명
1	2.984260E+000	2.984620E+000	차체, 대차 롤링 (Lower Center Rolling)
2	4.063060E+000	4.063860E+000	차체, 대차 피칭
3	4.655200E+000	4.656610E+000	차체, 대차 상하동
4	6.535660E+000	6.536970E+000	차체, 대차 전후동
5	6.720870E+000	6.720780E+000	차체 요잉
6	1.484130E+001	1.483520E+001	차체, 대차 롤링 (Upper Center Rolling)
7	2.260040E+001	2.269400E+001	대차 상하동, 전후 대차 반대방향
8	2.271300E+001	2.280610E+001	대차 상하동, 전후 대차 동일방향
9	5.792000E+001	5.901460E+001	대차 전후동, 전후 대차 반대방향
10	5.811280E+001	5.920370E+001	대차 전후동, 전후 대차 동일방향

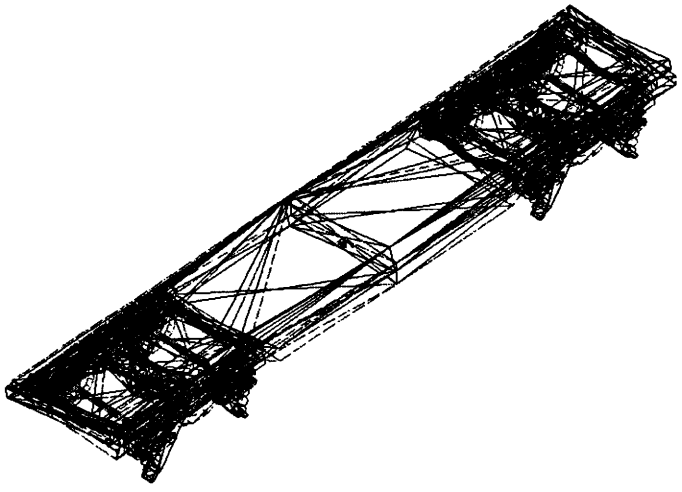
공차와 영차모두에서 기존 고속화차와 그것을 기반으로 하는 궤간가변 화차의 고유 주파수가 차이가 크지 않으며, 특히 10 Hz 미만에서는 차이가 작다. 따라서 선형 영역에서 궤간가변 윤축의 장착을 통한 윤축 질량과 관성모멘트 증가, 그리고 대차 프레임의 질량 및 관성모멘트의 변경이 진동 모드를 크게 변화시키지 않을 것임을 예측할 수 있다.



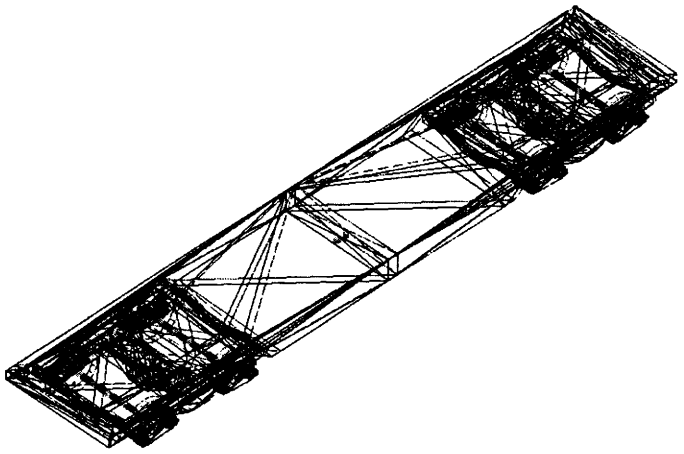
1차 모드 (차체, 대차 - 1차 현가계 간 피칭)



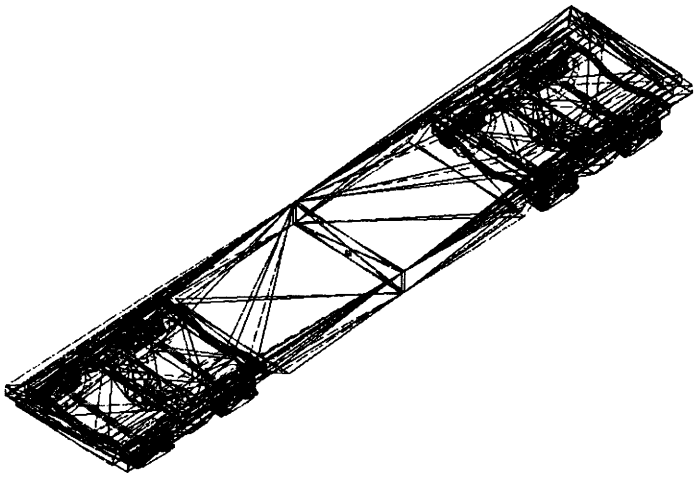
2차 모드 (차체, 대차 상하동)



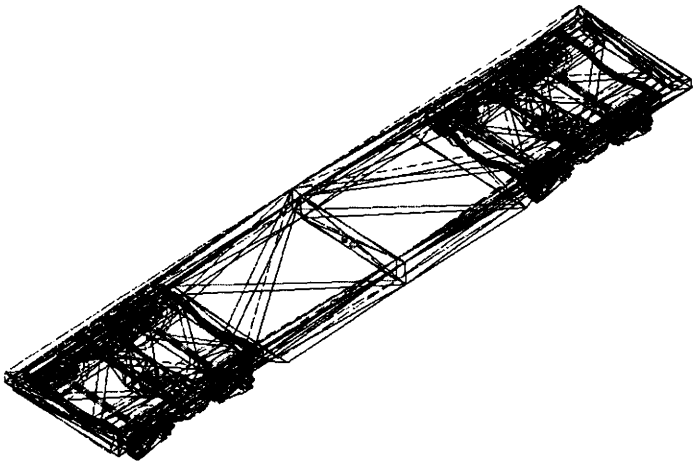
3차 모드 (차체, 대차 롤링)



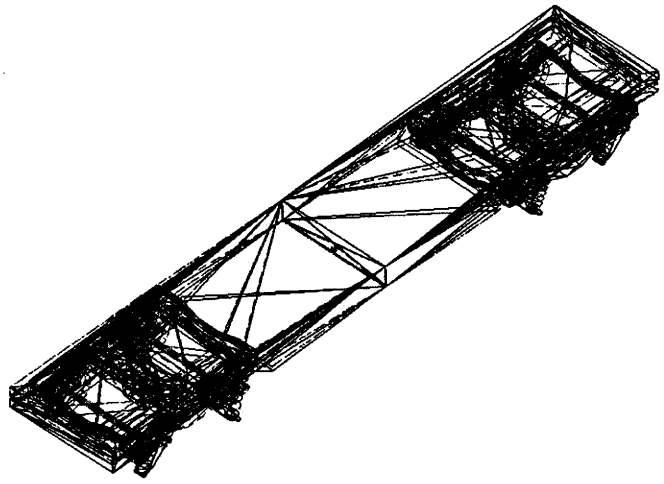
4차 모드 (차체 전후동)



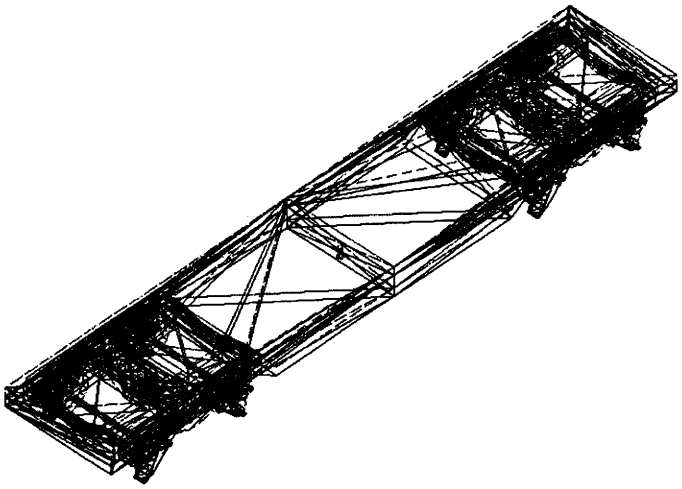
5차 모드 (차체 요잉)



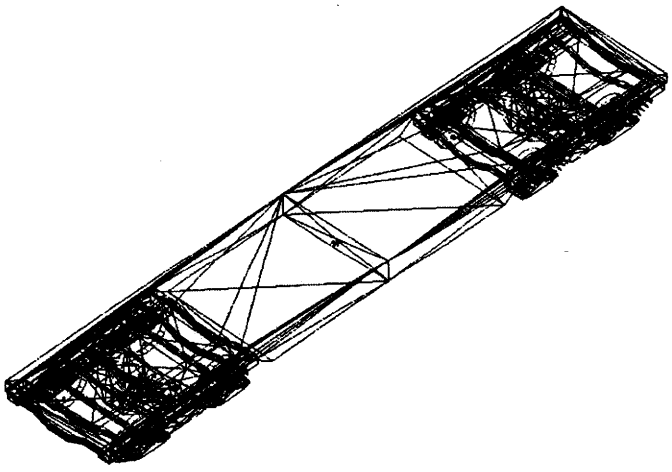
6차 모드 (차체 좌우동)



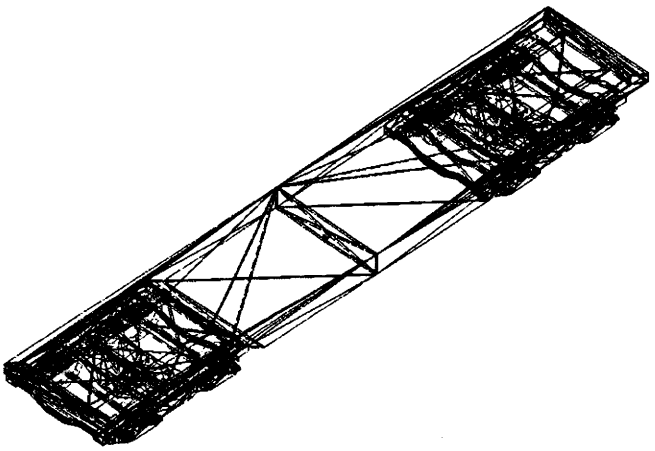
7차 모드 (차체-대차 간 피칭)



8차 모드 (차체-대차 간 상하동)

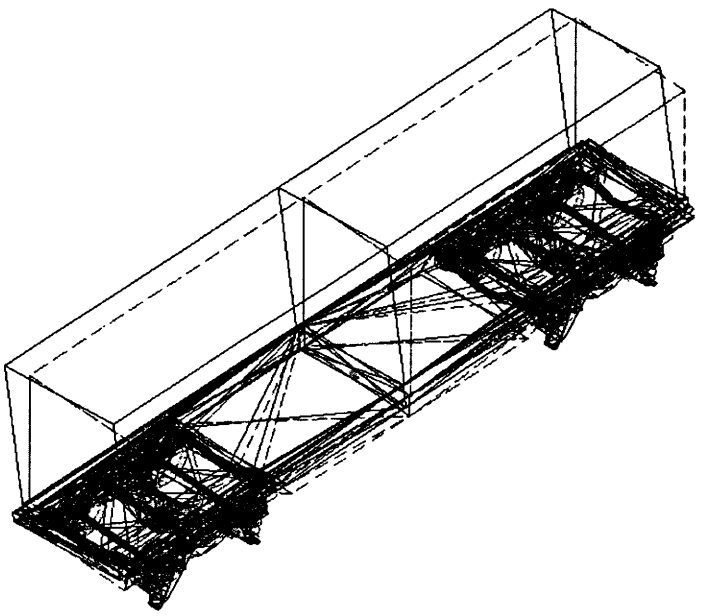


9차 모드 (차체-대차 간 전후동, 전후대차 반대방향)

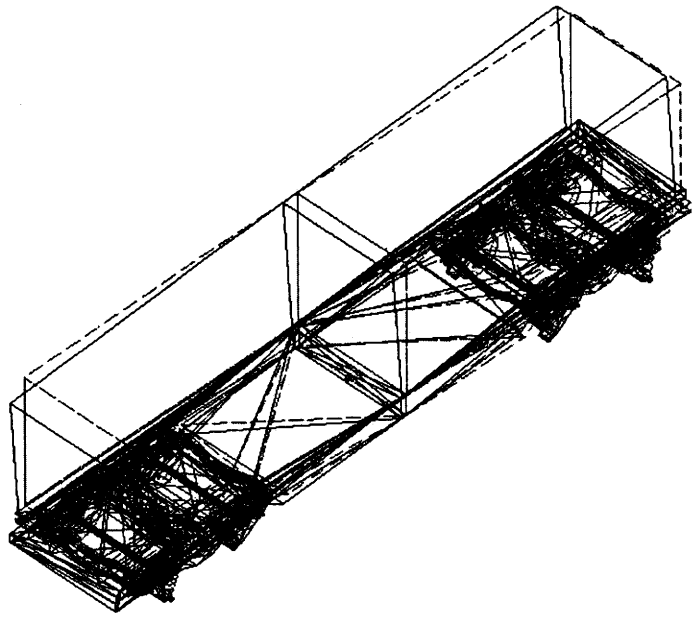


10차 모드 (차체-대차 간 전후동, 전후대차 동일방향)

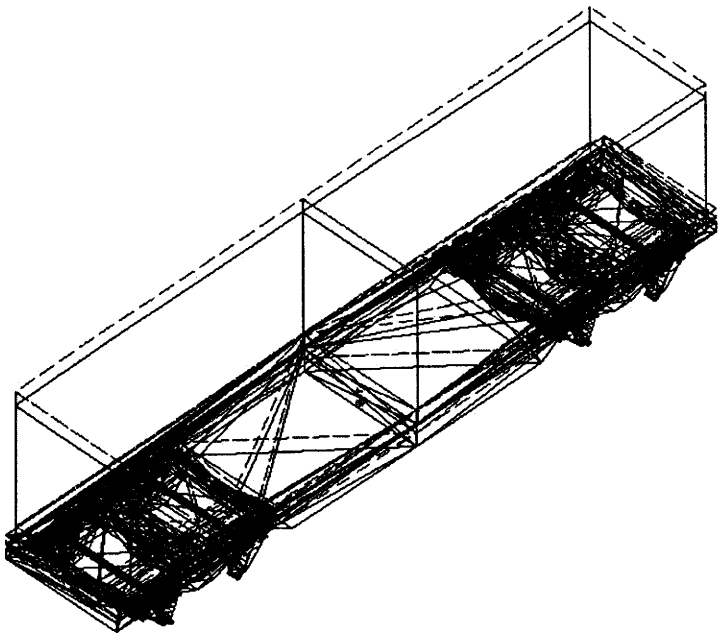
Fig. 5.71. 궤간가변 화차 선형 진동모드 (공차조건)



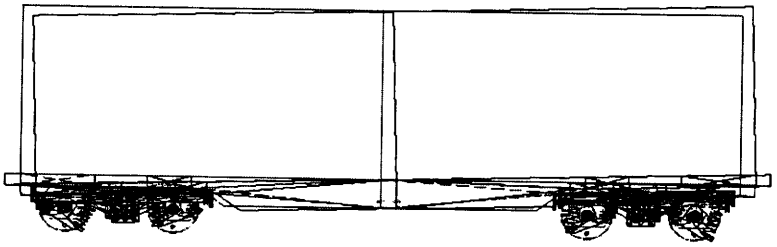
1차 모드 (차체, 대차 롤링)



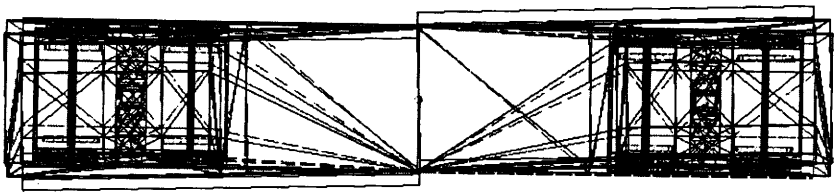
2차 모드 (차체, 대차 피칭)



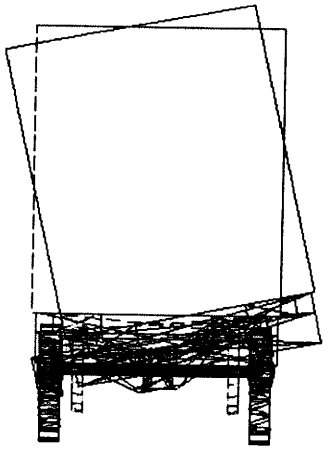
3차 모드 (차체, 대차 상하동)



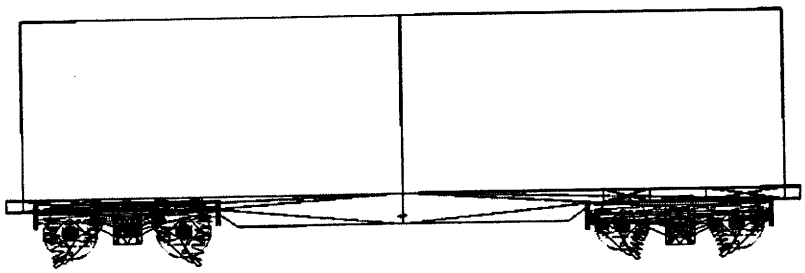
4차 모드 (차체, 대차 전후동)



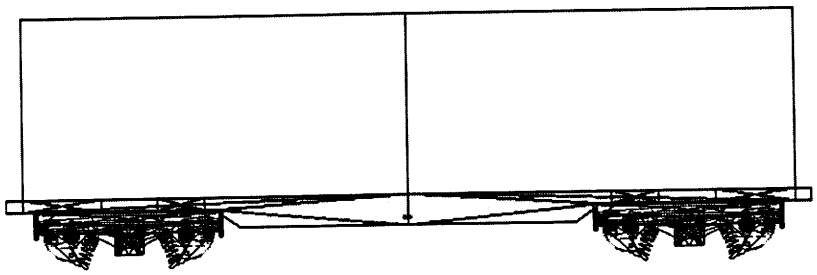
5차 모드 (차체 요잉)



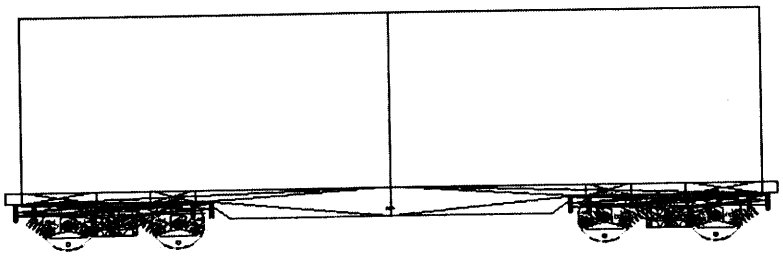
6차 모드 (차체, 대차 롤링)



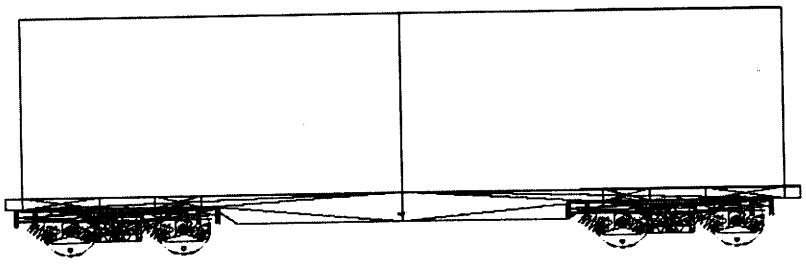
7차 모드 (대차 상하동, 전후 대차 반대방향)



8차 모드 (대차 상하동, 전후 대차 동일방향)



9차 모드 (대차 전후동, 전후 대차 반대방향)



10차 모드 (대차 전후동, 전후 대차 동일방향)

Fig. 5.72. 궤간가변 화차 선형 진동모드 (영차조건).

제 3 절 표준/광궤 조건에 따른 차륜 마모도 해석

3.1. 차륜 마모 개요

차륜 또는 레일에서 발생하는 마모는 해당 부품의 유지보수 또는 교환에 드는 비용과 노력을 증가시킬 뿐만 아니라 차륜과 레일의 답면 형상이 바뀌게 되므로 차량의 안정성과 곡선 주행 성능 등 동역학적 거동에도 영향을 미치고 안전한 주행을 저해하는 역할도 할 수 있다. 특히 궤간가변 윤축에서의 차륜은 하나의 차륜이 서로 다른 국가의 상이한 규격의 레일들 위를 주행하여야 하는데 차륜 마모의 양상이 서로 다를 수 있으며, 어느 규격의 레일 위를 주행 시 마모가 두드러질 경우 차륜과 레일 모두에서 유지보수 비용이 증가하게 되며 안전에도 문제가 있을 수 있다. 본 절에서는 궤간가변 윤축을 개발함에 있어서 남한, 북한, 러시아의 궤도 조건에서 궤간가변 윤축을 장착한 컨테이너 화차가 주행할 때 발생하는 차륜 마모도를 ADAMS/Rail을 이용한 수치해석을 통하여 구하고 비교하고자 한다. 여기서 중국 궤도 조건은 생략되었는데, 북한 레일의 두부 형상과 같기 때문에 북한 궤도 조건의 해석 결과와 같다고 볼 수 있다.

3.2. 차륜 마모도 평가 인자

마모도에 대한 평가인자로는 일반적으로 wear index, W_N를 이용한다. 그 정의는 다음과 같다.

$$W_N = F_1 \cdot \xi + F_2 \cdot \eta \tag{6.1}$$

여기서, F1은 진행방향 크립력 (longitudinal creep force)이고, ξ는 진행방향 크리피지 (longitudinal creepage), F2는 횡방향 크립력 (lateral creep force), η는 횡방향 크리피지 (lateral creepage)이다. 마모가 발생하는 에너지(일)와 비례하는 인자라는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 차륜의 마모가 크게 발생하는 선두 대차 첫 번째 차륜을 대상으로 수치해석으로부터 구해진 크립력과 크리피지를 이용하여 wear index를 구하고 비교한다. 곡선 구간에서는 내측 차륜보다 외측 차륜에서 횡압 등이 크므로 마모가 더 크게 되므로 외측 차륜을 대상으로 하였다.

3.3. 차량 및 궤도 모델링

해석을 위한 차량 및 궤도 모델링은 앞의 2절에서 다룬 것과 같다. 차륜 답면 형상은 국내의 KNR 차륜 답면과 러시아의 여객/화차용 차륜 답면을 이용하여 해석하여 그 결과를 비교하였다.

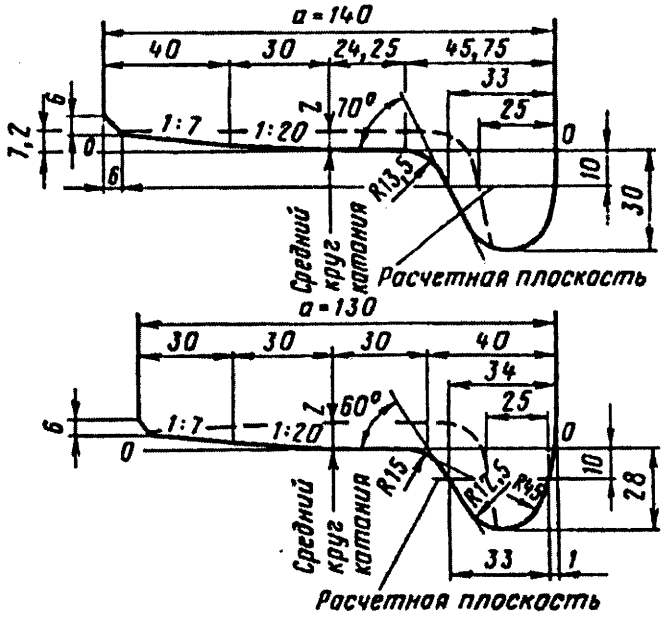


Fig. 5.73. 러시아에서 이용되는 차륜 답면. 위쪽: 기관차용, 아래쪽: 여객/화차용.

3.4. 차륜 마모도 해석 결과

3.4.1. 직선 궤도

직선부 조건에서 마모도 해석을 수행하되 주행 속도는 공차 시에 120 km/h (33.3 m/s), 영차 시에 100 km/h (27.8 m/s)이다. 직선 궤도에서는 각 국가들에서 매우 작은 wear number를 보이며 그 크기도 뚜렷한 차이를 보이지 않았다. 영차조건 해석 결과에서도 각 국가별로 유사한 양상의 peak값들이 나타나며, peak들의 크기는 거의 비슷하다. 직선 궤도조건의 영차조건에서는 공차조건 보다는 크지만, 여전히 peak들을 제외하고 비교적 작은 값을 가진다. 이것은 국내의 KNR 차륜과 러시아 차륜 각각에서도 유사한 경향을 보이며 그 크기가 작다. 뒤 절에서 살펴보겠지만 차륜 마모의 정도를 주요하게 결정하는 것은 직선 궤도보다는 곡선 궤도이다.

3.4.2. 곡선 궤도

2절에서 나타낸 사양을 가지는 각 국가의 300R 곡선부에서 해석을 수행한 결과 중 W_N 를 나타내면 다음과 같다. 그림은 KNR 답면의 차륜을 이용하고 공차 조건일 때 곡선부 허용 최고속도로 주행 시 값이다. 대략 완화곡선 부분에서 크게 증가하며 완전곡선 구간에서 가장 큰 값을 보인다. 이 때 궤도틀림 등에 의해서 작은 주기의 변동분이 함께 나타난다.

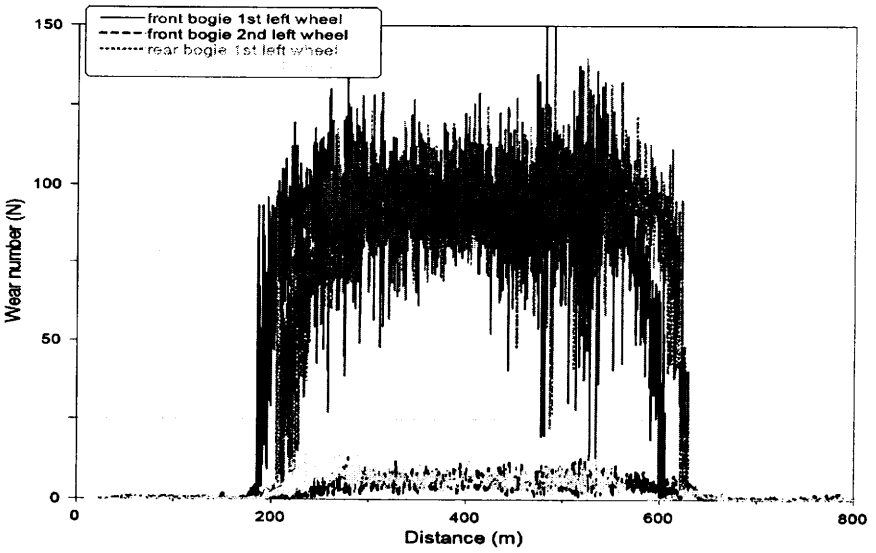
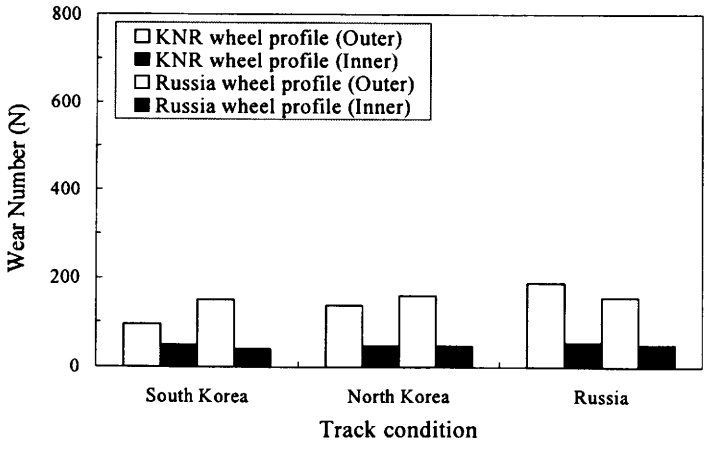


Fig. 5.74. 곡선부에서의 외측 차륜들의 wear number. KNR차륜답면, 공차조건, KS50N 레일, v=21.7m/s (78km/h).

각 차륜 답면과 각국의 궤도 조합으로 해석한 결과에서 완전곡선부의 중간값을 비교하면 다음 그림과 같다. 해석 결과를 살펴보면, 남한의 KS50N레일, 특히 곡선부의 경우에는 궤간가변 차량의 차륜을 러시아 답면보다는 기존의 KNR차륜 답면으로 하는 것이 마모도 면에서 더 적합하다. 이러한 특성은 공차보다 영차 시에 더 두드러진다. 한편 러시아의 P65레일, 곡선부의 경우에는 공차 시에 러시아 답면이 KNR답면보다 wear number가 약간 더 작은 값을 가지지만, 영차 시에는 러시아 답면과 KNR 답면이 마모도 면에서 거의 유사하다.

따라서 수치해석을 통해 살펴본 결과로서 남한, 북한 (중국), 러시아의 궤도를 모두 달려야 하는 궤간가변 차량의 차륜은 차륜 마모도 면에서 보았을 때, 러시아 답면 보다는 KNR 차륜 답면을 사용하는 것이 더 유리하다고 할 수 있다.

(a)



(b)

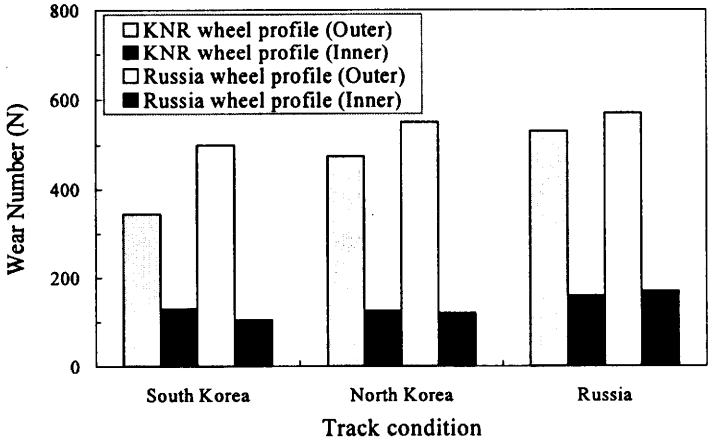


Fig. 5.75. 곡선부에서의 앞쪽 첫번째 차륜들의 Wear number 비교 (완전곡선부). (a) 공차조건, (b) 영차조건.

제 4 절 궤간가변 장치의 부품소재

4.1. 슬라이드 베어링 부품소재 특성

4.1.1. 슬라이드 베어링 개요

궤간가변장치에서 차륜은 차축 위에서 궤간 변경 위치로 차륜이 움직이게 되며 차륜과 차축 사이의 원활한 상대 운동이 가능하게 하는 베어링이 필요하다. 그러한 베어링으로 슬라이드 베어링 (sliding bearing, 부싱)이 이용될 수 있으며 하중지지를 통한 차륜에 걸리는 하중 제거 없이 바로 차륜이 하중을 받고 있는 상태에서 궤간변경을 수행하는 경우에는 그 슬라이드 베어링의 특성이 매우 중요하게 된다. 그러한 특성에는 긴수명, 허용하중, 내식성, 내한성 등이 있다. 그러나 우리나라에서는 이러한 궤간 가변 장치에 사용되는 베어링 개발 실적이 전무한 상태이다. 국외의 경우 독일의 RAFIL 시스템과 폴란드의 SUW2000 시스템에서 독일의 INA (현재 Schaffler 그룹과 합병됨)에서 개발한 슬라이드 베어링을 이용하고 있으며 본 궤간가변장치에서도 채용하기로 하였다. 독일 INA는 폴란드의 PKP Cargo와 ZNTK를 위해서 뿐만 아니라 독일의 DB Cargo와 Radsatzfabrik Ilsenburg를 위해 보수가 필요 없는 슬라이드 베어링을 개발했으며 이 베어링은 1998년 이후 테스트 객차에서, 그리고 2000년 11월 이후 폴란드의 바르샤바와 리투아니아의 빌니우스 사이를 연결하는 철도에 투입한 여객열차에서 그 성능이 입증됐다고 한다. 이 부품은 본 장치에서 유일하게 수입되어 사용되는 부품으로서 추후 국내 기업을 중심으로 국산화하여야 할 소재이다.

슬라이드 베어링은 일단 축과 차륜 사이의 운동으로 인한 마모가 없어야 하고 마찰도 적어야 한다. 그 구조는 아래 그림과 같다.

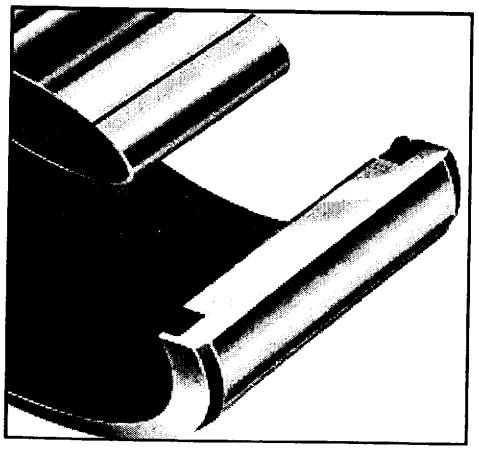


Fig. 5.76. 독일 INA사의 무보수 슬라이드 베어링 개략도.

원통모양으로 된 강철 supporting body와 보수가 필요 없는 슬라이드 코팅으로 구성된 radial-dry slide bearing으로 이루어진다. 코팅은 약 0.5mm 두께의 ELGOGLIDE 코팅으로서 인공수지에 삽입되어 있는 조직으로 구성되어 있으며, supporting body에 접착되어 아주 단단하게 고정되어 있다. 슬라이드 베어링 코팅의 flow behavior는 supporting body와 함께 최고의 하중에서도 거의 무시할 수 있을 정도이다. 이런 접착 결합 방식은 습기의 영향을 거의 받지 않고 팽창과도 무관하다. 보수가 필요 없다는 표현은 예상 수명이 기타 부품 수명보다 길다는 것을 의미한다. 특히, 윤활제는 피해야 하는데 이 재료가 건조 가동 시에만 최고의 성능 및 최장의 사용 기간을 보이기 때문이다.

INA사의 이러한 ELGES 슬라이드 베어링은 강철 슬라이드 베어링과 동 슬라이드 베어링, 그리고 합성수지 슬라이드 베어링을 대체할 수 있으며, 재래식 슬라이드 베어링보다 훨씬 더 무거운 하중에도 견딜 수 있다. ELGOGLIDE 슬라이드 코팅이 있는 슬라이드 소켓은 편향 하중 시 높은 radial force와 충격 부하(shock load)를 흡수한다. 슬라이드 베어링은 하중 변화와 회전 운동이 클 경우에 사용하는데, 마찰이 적고 진동을 줄이면서 축 운동을 허용한다. 슬라이드 소켓은 케이스 구멍이나 바퀴에 압입되어 사용하기 때문에 쉽게 조립할 수 있고 실링 장치와도 쉽게 결합이 가능하다.

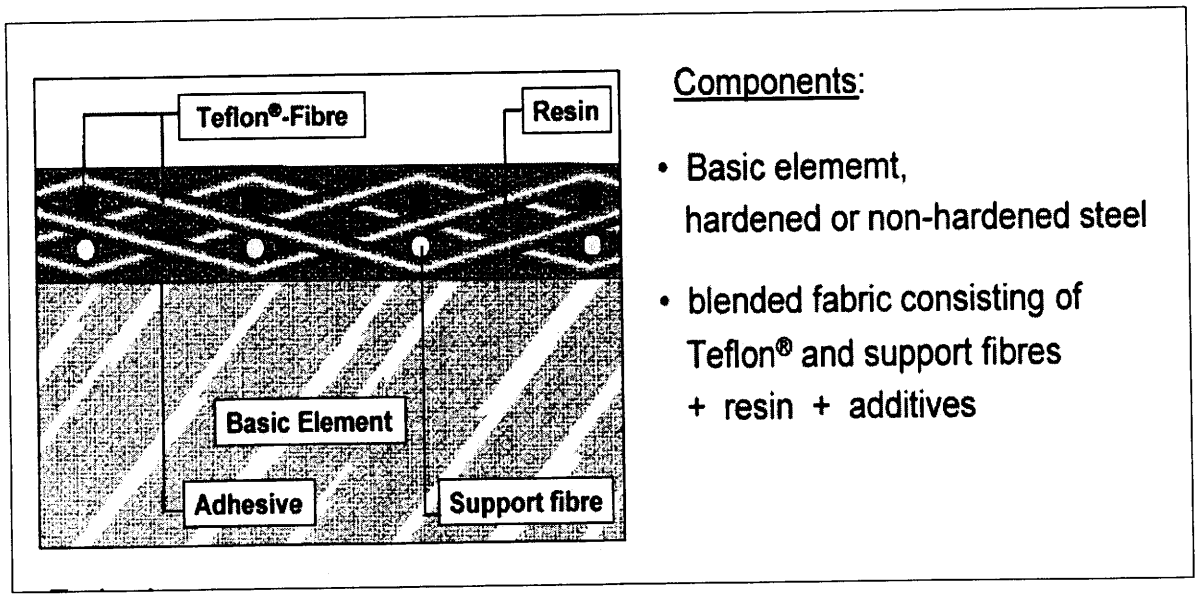


Fig. 5.77. ELGOGLIDE 슬라이드 코팅에 대한 성형법 설명도.

다른 소재들로 이루어진 슬라이드 시스템들과 비교 시, 특수 부하계수 K를 나타낸 것이 다음 표와 같다.

Table 5.10. 각 슬라이드 시스템들의 부하계수 (Load Parameter) 비교.

Sliding Material	부하계수 K
강철/강철	100 N/mm²
강철/동	50 N/mm²
Hard chrome /PTFE composite	100 N/mm²
강철/PTFE foil	100 N/mm²
Hard chrome/ELGOGLIDE	**300 N/mm²**

위 표로부터 ELGOGLIDE가 비교적 높은 하중 부담 능력을 가짐을 알 수 있다.

4.1.2. 슬라이드 베어링 특성 및 제작성

코팅에 쓰이는 테프론 (Teflon)은 미국 듀폰 (Dupont) 사 의 불소탄화물 계의 고유등록상표로서 1938년 듀폰 연구소 플랭켓 박사에 의해 불소수지를 발견하여 Teflon이라는 상표명으로 소개되었다. 불소수지의 구조는 C-C결합으로 이루어지는 폴리올레핀과 같은 결합인데 아래 그림과 같이 폴리올레핀의 수소의 일부 또는 전부가 불소원자로 대치된 구조를 가진 합성수지이다. 시판되고 있는 것으로 8종류의 불소(Fluorine) 수지가 있는데 그중에서 70%인 폴리테트라 플루오르 에틸렌(PTFE, Polyterafiuoroethylene)이 대표적이다. PTFE는 테프론이란 상품명으로 알려져 있는 결정성수지로 260℃에서의 장기사용에 견디는 내열성이 있고 내약품성, 전기절연성고주파특성, 비접착성, 저 마찰계수, 난연성 등이 특이한 플라스틱이다.

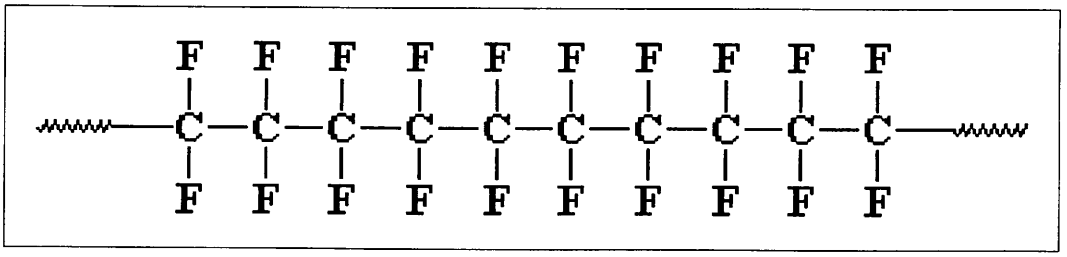


Fig. 5.78. 일반적인 불소수지의 구조.

PTFE는 용점 327℃의 결정성 폴리머로 연속 사용온도는 260℃이고 저온(-268℃)에서 고온까지 안정해서 사용할 수 있다. 내약품성은 유기 재료

중에서는 최고로 산. 알칼리, 각종 용제에는 전혀 침해되지 않고, 불소 가스, 용융 알칼리 금속, 3불호염소 등의 특수한 약품에 가혹한 조건에서만 침해되며 개스킷, 패킹 등에 이용되고 있다.

기계적 특성에서의 최대 특징은 마찰계수가 작은 것으로 각종 충전재로 보강되며 무급유 슬라이딩재의 베어링(Bearing)등에 사용되고 있다. 또 비접착성도 큰 특징으로 프라이팬이나 각종 강관의 코팅 등에 최적이다. 한편, 용착은 되어도 접착제를 사용할 수 없다는 결점이 있다.

전기특성, 특히 유전특성은 가장 우수하며, 넓은 온도범위에 걸쳐서 안정적이고, 낮은 유전율을 나타낸다. 내코로나성은 떨어지나 다른 절연 특성도 우수하며 전기. 전자부품으로서 통신 컴퓨터 전자기기 등의 부품으로 사용되고 있다.

Table 5.11. PTFE의 기계적 특성.

Properties	ASTM or Unit	PTFE
Specific Gravity	D792	2.18
Elongation %	D638	200~450
Tensile Strength	D638	2,000~7,000
Flexural Strength (psi)	D790	no break
Compressive Strength	D695	3,500
Tensile Elastic Modulus (Young's Modulus) (psi)	D638	57,000
(psi)Flexural Modulus	D790	71,000~85,000
103Mpa(103kgf/ cm2)	D790	0.5-0.6
Flex Life (MIT cycles)	D2176	>1,000,000
Hardness Durometer Shore D	D636	D50~65
Coefficient of Friction	on steel	0.02
Abrasion Resistance (1000revs)	Taber	12
Impact Strength IZOD 73°F/23°C, notched ft/lbs/in	D256	3

Table 5.12. PTFE의 전기적 특성.

ELECTRICAL PROPERTIES		
Dielectric Constant	D150/103Hz	2.1
	D150/106Hz	2.1
Dielectric Strength 10 mil film	D149	>1400
Volume Resistivity ohm-cm	D257	>1018
Surface Resistivity ohm/sq.	D257	>1017

Table 5.13. PTFE의 열적 특성.

THERMAL PROPERTIES		
Melting Point	°C	327
	(°F)	-621
Upper Service	°C	260
Temperature(20,000h)	(°F)	-500
Flame Rating**	UL 94	V-0
Thermal Conductivity	BTU/hr/ft2/deg F in	1.7
	cal/sec/cm2,°C/cm	6 x 10-4
Linear Coefficient of Thermal Expansion 10-5 °C	D696	>11.6
Heat of Fusion	BTU/LB	29-37
Heat of Combustion	BTU/LB	2200
Low Temperature Embrittlement	°C	-268
	(°F)	(-450)

Table 5.14. PTFE의 기타 일반 특성.

GENERAL PROPERTIES		
Chemical/Solvent Resistance	D543	Excellent
Water Absorption, 24h	%	<0.01
Deformation Under Load	*D621/100°C	5
	**D621/25°C	7
Refractive Index		1.35
Limiting Oxygen Index	>95	>95

4.1.3. 국외 궤간가변장치 슬라이드 베어링 사양

폴란드 ZNTK의 궤간가변 윤축에서의 슬라이드 베어링 사양은 다음과 같다.

- 베어링 하중
  - 동 하중 <Dynamic load (C)>
    : 3,700KN

- 정 하중 <Static load (Co)>
  : 5,550KN

- 베어링 형태:
  Cylindrical Plain Bush
- 베어링 규격:
  ZGB 185 x 205 x 100
- 사용수량:
  2pcs per wheel set
- 재질 <Sidling material> :
  PTFE fabrics

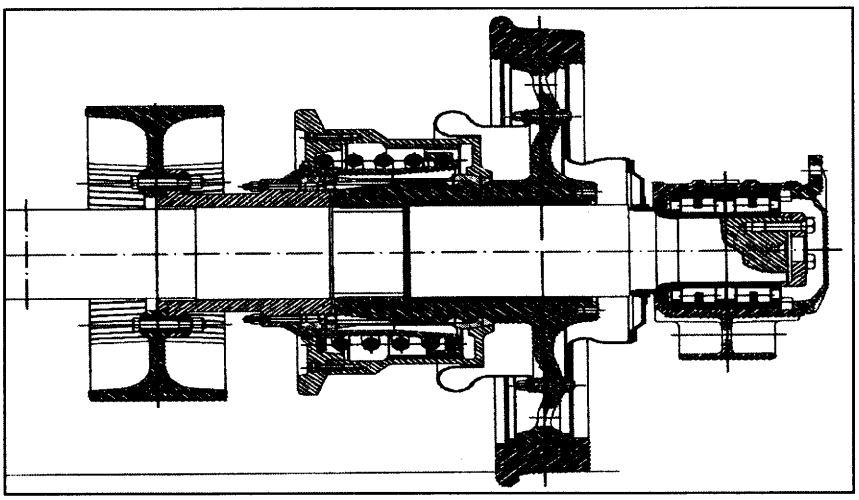


Fig. 5.79. 폴란드 궤간가변 시스템 단면도.

독일 DB의 차륜 슬라이드 베어링의 사양은 다음과 같다.

- 베어링 하중
  - 동정격 하중 <Dynamic load (C)>
    : 6,400KN
  - 정정격 하중 <Static load (Co)>
    : 9,600KN
- 베어링 형태:
  Cylindrical Plain Bush
- 베어링 규격:
  ZGB 200 x 220 x 221
- 사용수량:
  1pcs per wheel set

• 재질 <Sidling material> :
PTFE fabrics

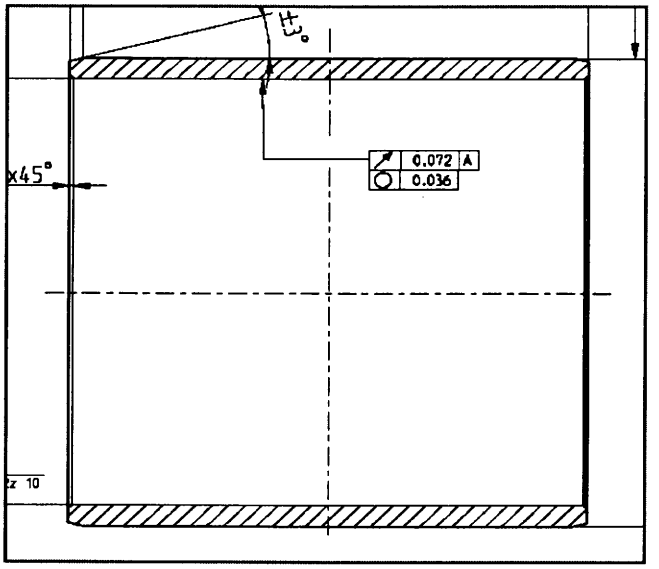


Fig. 5.80. 독일 DB의 차륜 슬라이드 베어링 단면.

4.1.4. 궤간가변장치 슬라이드 베어링 성능 조사

본 절에서는 폴란드 슬라이드 베어링에 대한 적용을 위하여 독일 INA사에서 수행하였던 시험방법 및 결과에 대해 요약하였다. 이 중에 일부는 spherical plain bearing에 대한 예제로서 궤간가변장치에 쓰이는 cylindrical plain bearing과 동일한 형상은 아니지만 같은 슬라이딩 재료를 이용한 것으로 동적 특성 및 마모량의 경향에 대해서 알 수 있으므로 수록하였다.

슬라이딩 베어링의 경우 슬라이딩 면의 마모 정도에 따라 베어링수명이 평가된다. 아래 그림은 작동량에 따른 마모량, 온도, 마찰계수의 변화를 보여주고 있다. 시험 상황은 다음과 같다.

동 하중 <Dynamic Load Capacity>

Test mode : swiveling motion, unilateral load direction and surface pressure

- 동 하중에 따른 보강재의 마찰, 온도, 마모 분석 자료

P = 277,5 kN
p = 300 N/mm²
L = 132.458 Osz.
ß = 60°
v = 3,75 mm/s
L_h = 544 h
f = 4,1 Osz./min
p x v = 1.130 N/mm² mm/s
s = 7.350 Meter

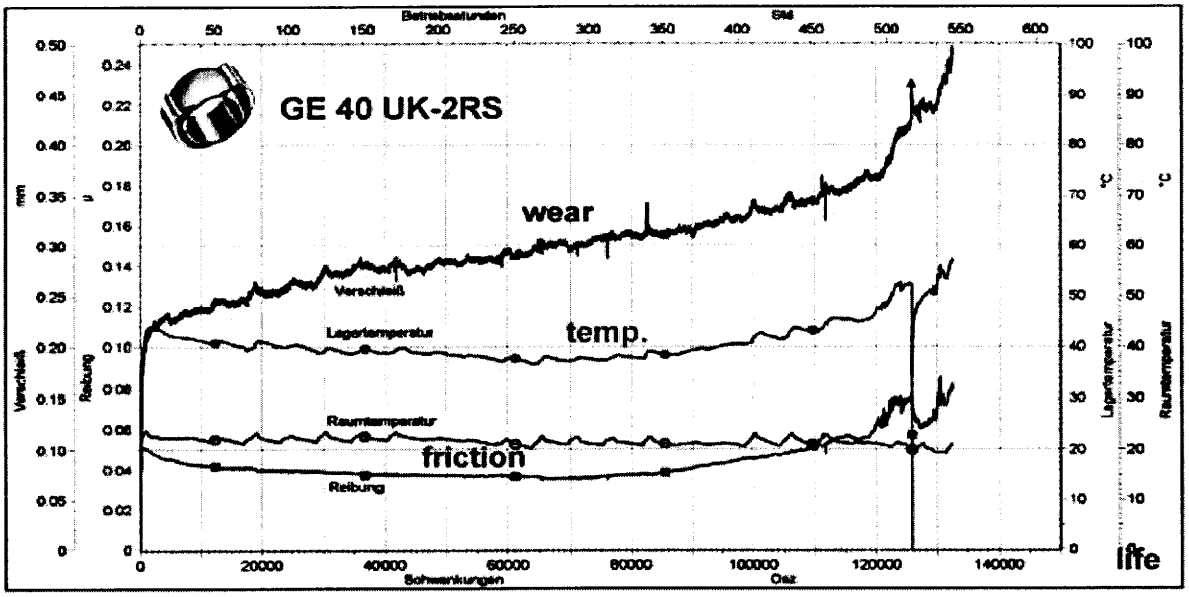
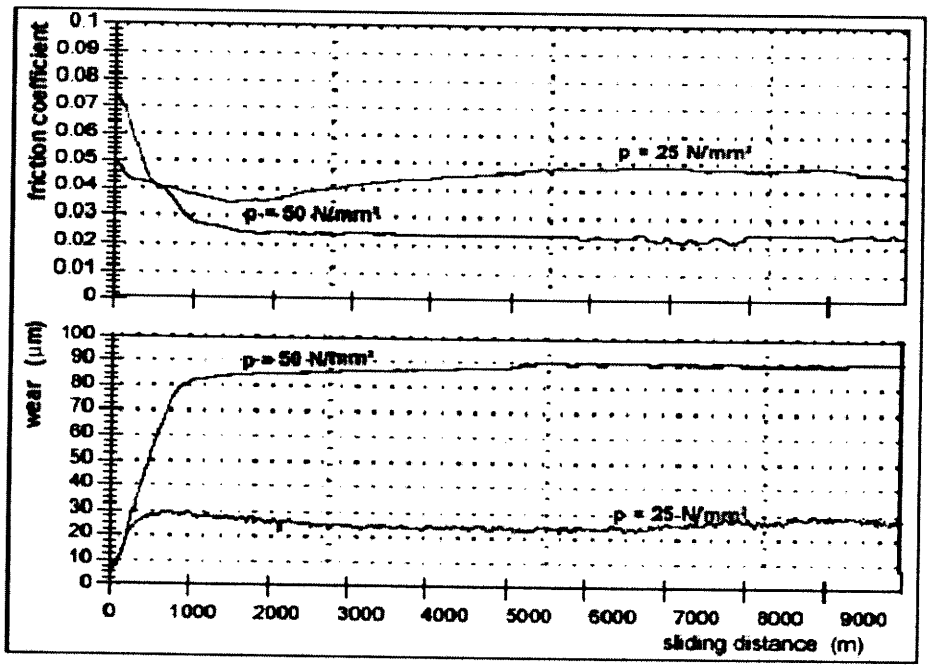


Fig. 5.81. 슬라이드 베어링의 작동량에 따른 마모량, 온도, 마찰계수의 변화.

슬라이드 베어링의 코팅 부분이 거의 마모되어 수명이 다되는 경우라 하더라도 온도와 마찰계수의 변화량이 크지 않음을 볼 수 있어서 베어링의 수명 기간 동안 고른 성능을 낼 수 있음을 알 수 있다.

아래 그림은 슬라이드 베어링의 하중변화에 따른 마찰계수와 마모량을 나타낸다. 기본적으로 하중이 증가함에 따라 마모량이 증가됨을 보여주고 있다. 또한 하중이 증가함에 따라 마찰계수가 다소 감소하는 특성이 있음을 알 수 있다.



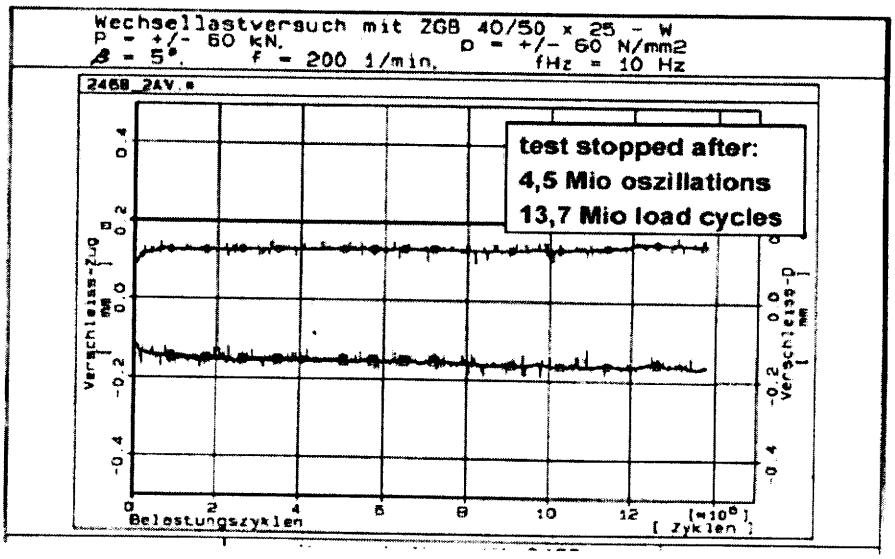
Test conditions:

p = 25 N/mm²
(P = 23.33 kN)
f = 210 Osc/min
v = 97.22 mm/s

p = 50 N/mm²
(P = 46,67 kN)
f = 177 Osc/min
v = 81,90 mm/s

Fig.5.82. 슬라이드 베어링의 하중변화에 따른 마모량.

아래 그림는 실제 궤간가변 장치 부에 사용될 베어링과 유사한 슬라이딩 베어링의 조건 변위 (하중 및 회전변위)에 따른 마모상태를 보여주고 있다. 여기서 PTFE로 만든 슬라이딩 재료는 하중변위에 매우 안정적임을 알 수 있다.



- oscillating angle: ß = 5°
- oscill. frequency: f = 3,3 Hz
- load frequency: P_{Hz} = 10 Hz
- contact pressure: p = ± 60 N/mm²

Fig. 5.83. 슬라이드 베어링의 하중 및 회전변위에 따른 마모상태.

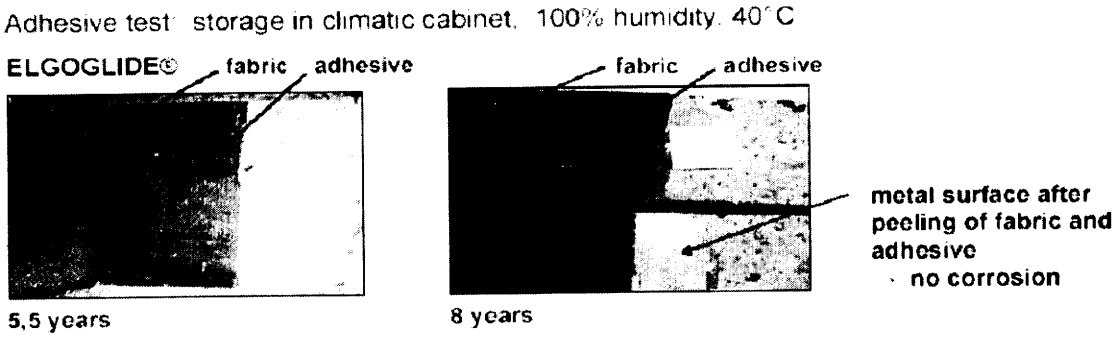


Fig. 5.84. 슬라이드 베어링 시험 후 접착면의 부식상태.

위 그림은 슬라이드 베어링을 100% 습도와 40도의 동일한 조건에서 일정 기간이 지난 후 베어링의 접착면 부식에 따른 슬라이딩 재료의 손상 정도를 보여주고 있다. 베어링 접착 면이 부식되면 슬라이딩 재료 (PTFE)가 이탈될 수 있다. 그림에서 보이는 것은 5.5년과 8년 후의 상태를 나타낸 것이며 시험 후에도 접착 면에 아무런 이상이 없음을 보여주고 있다.

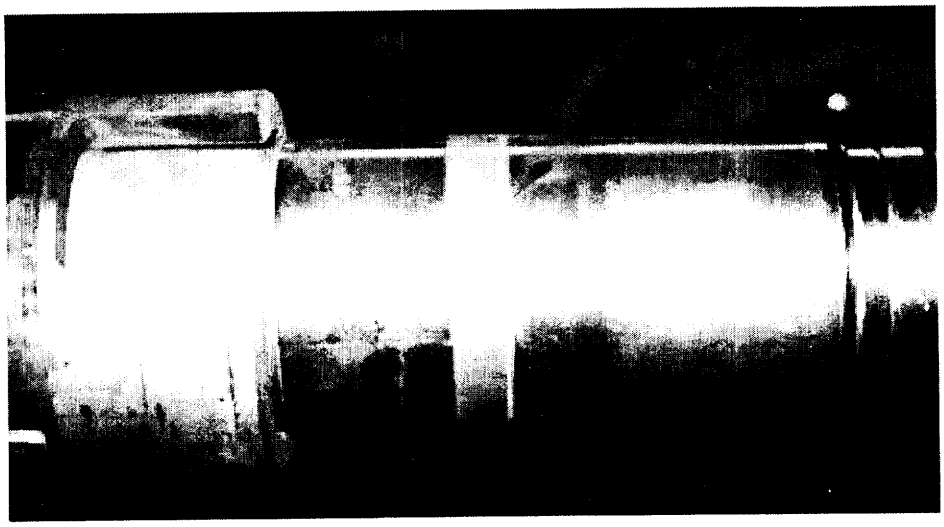


Fig. 5.85. 폴란드 궤간가변 윤축의 10만km 주행시험 후 베어링 마찰 부위.

슬라이드 베어링의 설계에서 하중의 선정이 무엇보다 선행되어야 한다. 즉, 차량의 하중이 결정되면 베어링 하중을 선정할 수 있고 슬라이드 베어링의 동정격 하중 및 정정격 하중을 구한 후 설계할 수 있다.

슬라이드 베어링의 철도 차량 적용 시 온도 적용 범위와 관련하여 INA사에서는 -40℃까지의 시험 결과를 가지고 있으나 대륙철도 운영 환경에서 요구되는 -60℃의 극한 온도 시험은 실시된 적이 없다고 한다. 그러나 PTFE의 특성은 앞 절의 표에서 온도 특성표에서 볼 수 있듯이 고온 (Melting point: 327℃) 및 극저온 (low temperature embrittlement: -268 ℃) 영역까지 화학 및 기계적 특성이 안정

적이기 때문 -60℃에서 규제 되어야 할 것은 없다고 판단된다. 하지만 시험결과가 없으므로 반드시 실차 시험 등을 통하여 안정성 확보가 선행되어야 할 것이다.

독일 궤간가변차량에 쓰인 INA사의 슬라이드 베어링의 경우 베어링의 링 재료는 100CR6, 슬라이딩 재료는 PTFE 사용하여 제작되었다.

Table 5.15. 슬라이드 베어링의 링 소재 100CR6의 화학성분 표.

성분	C	MN	SI	P	S	CR	N	CU	MO	AL	TI	O
Min.	0.90	0.60	0.20			1.65			0.20			
Max.	1.05	0.80	0.40	0.030	0.025	1.95	0.301	0.30	0.35	0.050	0.003	0.0015
평균	0.97	0.67	0.28	0.011	0.007	1.74	0.13	0.28	0.26	0.017	0.004	0.0013

4.2. 슬라이드 베어링 부품 설계

본 궤간가변장치에 적용하기 위한 슬라이드 베어링 부품의 설계 내용은 다음과 같다.

설계 사양:

- 베어링 하중 (Bearing load, Frad): 107.8 kN (Axle load ~ 22 t)
- 축 지름: 200 (-0.050 -0.090) mm
- 축방향 변위량: 42.5 mm [(1520-1435)/2 mm]
- 요구 수명: 250,000 km
- 회전방향 변위는 없음

계산:

- 압력 p = Frad/C*300MPa = 107.8 kN/9600 kN * 300MPa = 3.37 MPa
  (베어링 하중 9600 kN 시에 압력 300MPa 임을 고려)
- 정적 안전율: S0 = 300 MPa / p = 89
- 동적 안전율: S = 100 MPa / p = 29

따라서 압력은 슬라이드 베어링의 허용 압력에 비하여 매우 낮으며, 동적 및 정적 안전도를 충분히 만족할 수 있음을 알 수 있다. 또한 압력의 크기는 기존의 독일 및 폴란드의 궤간가변장치에서 적용된 슬라이드 베어링의 압력 크기와 유사한 정도의 크기를 가지고 있으므로 역시 충분한 수명을 가질 것으로 예측된다. 이를 위해서 슬라이딩 면에 대한 오염을 방지하기 위한 밀폐가 있어야 하며 습도, 물, 먼지, 그리스, 오일 등에 대해 청정한 상태로 유지되어야 한다. 이것은 차륜을

차축에 마운트할 때에도 마찬가지이다.

차축에서 슬라이드 베어링이 지나도록 하는 면의 최소 길이는 베어링의 길이와 궤간 변화량의 합이므로 221 + 42.5 = 263.5 mm 이다. 코팅면이 마모되면서 입자가 배출되기 쉽도록 차축의 슬라이딩 면 양쪽으로 약간의 여유가 있어야 한다. 차축 재질의 항복강도는 320 MPa 이상이어야 한다. 차축의 슬라이딩 베어링 마찰면은 경질 크롬 코팅이 되어야 하며 표면 거칠기는 (Rz<1.6 μm)를 만족하여야 한다. 표면 거칠기가 더 양호할 수록 수명이 증가할 수 있다.

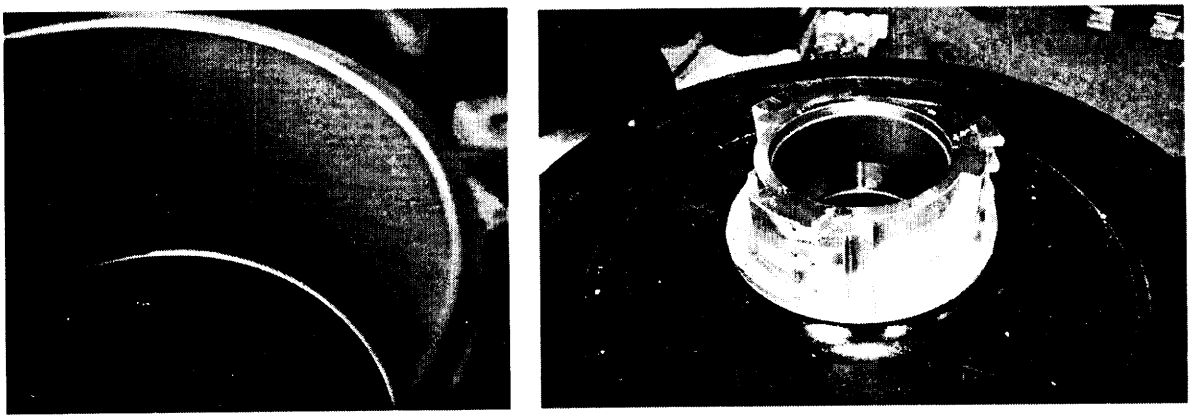


Fig. 5.86. 제작된 궤간가변 윤축용 슬라이드 베어링 및 장착상태.

제 5 절 궤간 잠금 부품의 피로수명 설계

5.1. 개요

궤간가변 차량의 안전성을 확보하기 위하여 각 시스템 및 부품들의 응력 및 내구성 해석을 통한 건전성을 평가하는 것이 필요하다. 본 절에서는 궤간 변환구간에서 동적해석 시뮬레이션으로부터 주행속도에 따른 접촉력 이력을 산출하고, 유한요소해석(finite element analysis) 시뮬레이터를 이용하여 궤간가변의 핵심부품인 잠금 부품들의 접촉응력을 평가하고자 한다. 또한 곡선구간 주행 시 건전성을 확인하기 위하여 이 구간에서 차륜의 횡압 이력 하에 잠금 부품들 사이의 접촉응력을 해석함으로써, 궤간가변 윤축시스템을 갖는 화차의 주행안전성을 검토한다. 그리고 최종적으로 궤간 변환구간 및 곡선구간에서 내구성 해석 시뮬레이터을 이용하여 이 시스템의 잠금 부품들의 피로수명을 평가하고자 한다.

이를 위한 연구 흐름은 아래와 같다.

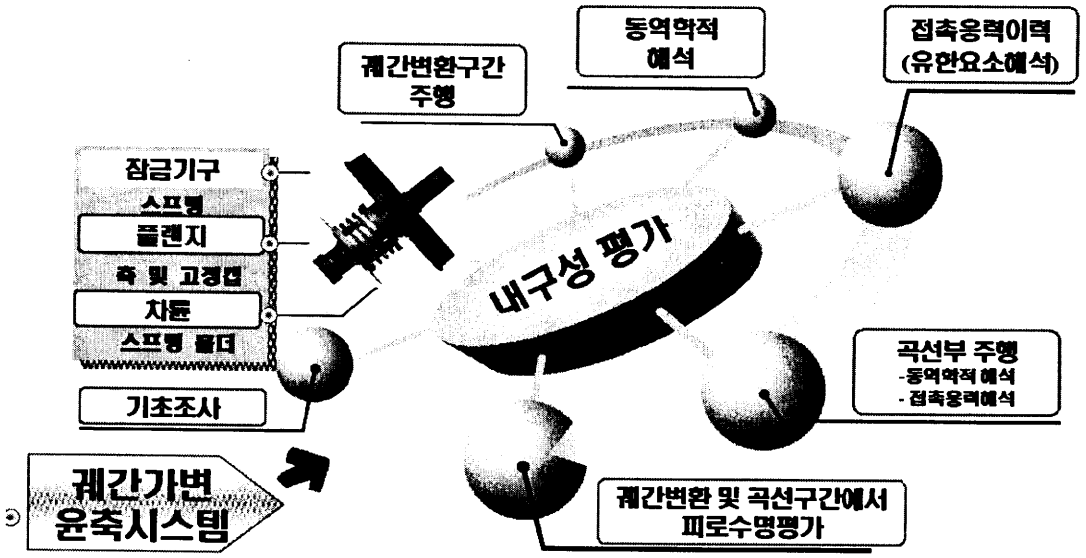


Fig. 5.87. 내구성 평가 부분 연구흐름도.

기계부품의 동적 및 정적 피로수명 평가를 위한 내구성 해석 과정의 흐름도를 나타내면 아래 그림과 같다. 가장 먼저 고려해야 될 항목은 하중이력(load history)과 재료 특성(material properties)이며, 하중이력은 해석하고자 하는 구조물이 시간영역(time domain) 혹은 주파수 영역(frequency domain)에서 반복 혹은 변동되는 일련의 하중데이터를 의미하며, 하중은 힘, 온도, 압력 및 속도 등과 같은 물리량이다.

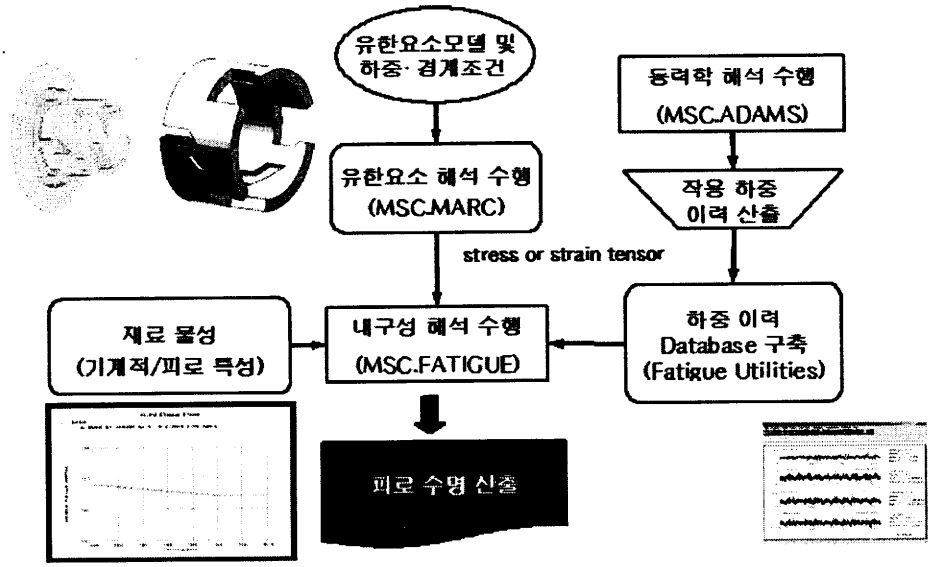


Fig. 5.88. 기계부품의 내구성해석 시뮬레이션 절차.

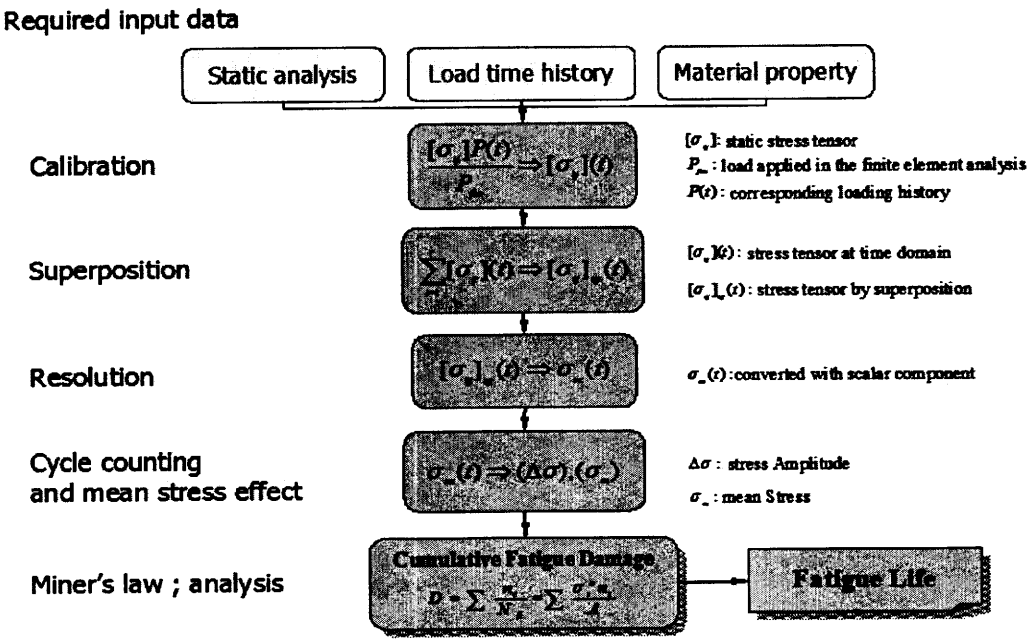


Fig.5.89. 응력-수명 접근법에 준한 내구성 해석 알고리즘.

또한 재료 특성은 기계 구조물에 적용된 재료의 기계적 특성을 의미하며, 이는 내구성 해석의 기법에 따라 상이하다. 예를 들어 차량부품에 주로 적용되는 응력-수명접근법(stress-life based approach or $S-N$ based approach)에 있어서 요구되는 기계적 특성은 재료의 $S-N$ 곡선, 피로강도지수(fatigue strength exponent) 및

인장강도(tensile strength) 등이다. 이 방법은 반복하중에 의한 균열발생수명과 진전수명을 구분하지 않고, 파단까지의 전체수명(total life)을 평가하는 내구성 해석기법이다.

한편 구조물에 조합하중이 작용할 경우 기계부품의 내구성 해석과정은 먼저 각 요소 및 절점에 작용하는 시간에 따른 작용 응력이력텐서(applied stress history tensor)를 정적해석의 응력텐서값과 하중계수에 의하여 무차원화된 각각의 하중이력들을 곱하여 얻는다. 이로부터 산출된 텐서량은 중첩법(superposition method)에 의하여 응력이력 텐서량으로 표현되고, 이 텐서량은 파손이론의 주응력값에 의하여 스칼라(scalar)성분의 등가응력이력텐서(equivalent stress history tensor)로 전환된다. 이는 실질적인 손상을 주는 응력이력 값만을 얻기 위하여 사이클 카운팅 기법(cycle counting method)에 의하여 필터링(filtering)된다. 이후 과정을 살펴보면, 기계부품의 피로수명은 등가응력이력텐서의 횟수와 각각의 재료에 따른 $S-N$ 곡선으로부터 마이너 손상법칙(Miner's Damage Rule)에 의한 누적 피로 손상량(cumulative fatigue damage)을 산출하여 평가한다.

5.2. 궤간변환 시의 해석결과

5.2.1. 동역학적 해석 시뮬레이션

궤간가변 잠금 부품에 대한 내구성 평가를 위해서는 동적해석 결과가 필요하다. 동적해석은 궤간가변구간에서 변환과정동안 잠금 부품들의 동역학적 메커니즘을 검토하고, 기구학적관점에서 부품들 사이 간섭 등과 같은 설계의 적합성 유무를 평가할 수 있다.

아래 그림은 궤간변환구간에서 잠금 부품의 동적해석 시뮬레이션 결과로서, 시간에 따른 플렌지 및 차륜의 변위이력(displacement history)을 나타낸 것이다. 본 해석시뮬레이터는 전산동역학 해석 범용 소프트웨어인 MSC.ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System)이다. 여기서 사용되는 궤간변환구간의 궤도 모델링은 표준궤도(1435mm)에서 광궤(1520mm)로 변화되는 과정을 구현한 것이다. 여기서 궤간 가변장치 윤축시스템 안의 스프링에 있어서 스프링 상수는 1000 N/mm이라고 가정하였다. 우측 그래프에서 실선(—)은 플랜지의 위치변화이고, 점선(---)은 차륜의 위치변화이다. 그림에서 보는 바와 같이 가이드레일을 따라 움직이는 플랜지의 위치는 50mm까지 이동하였으며, 이로부터 차륜의 위치도 42.5mm까지 이동되었다.

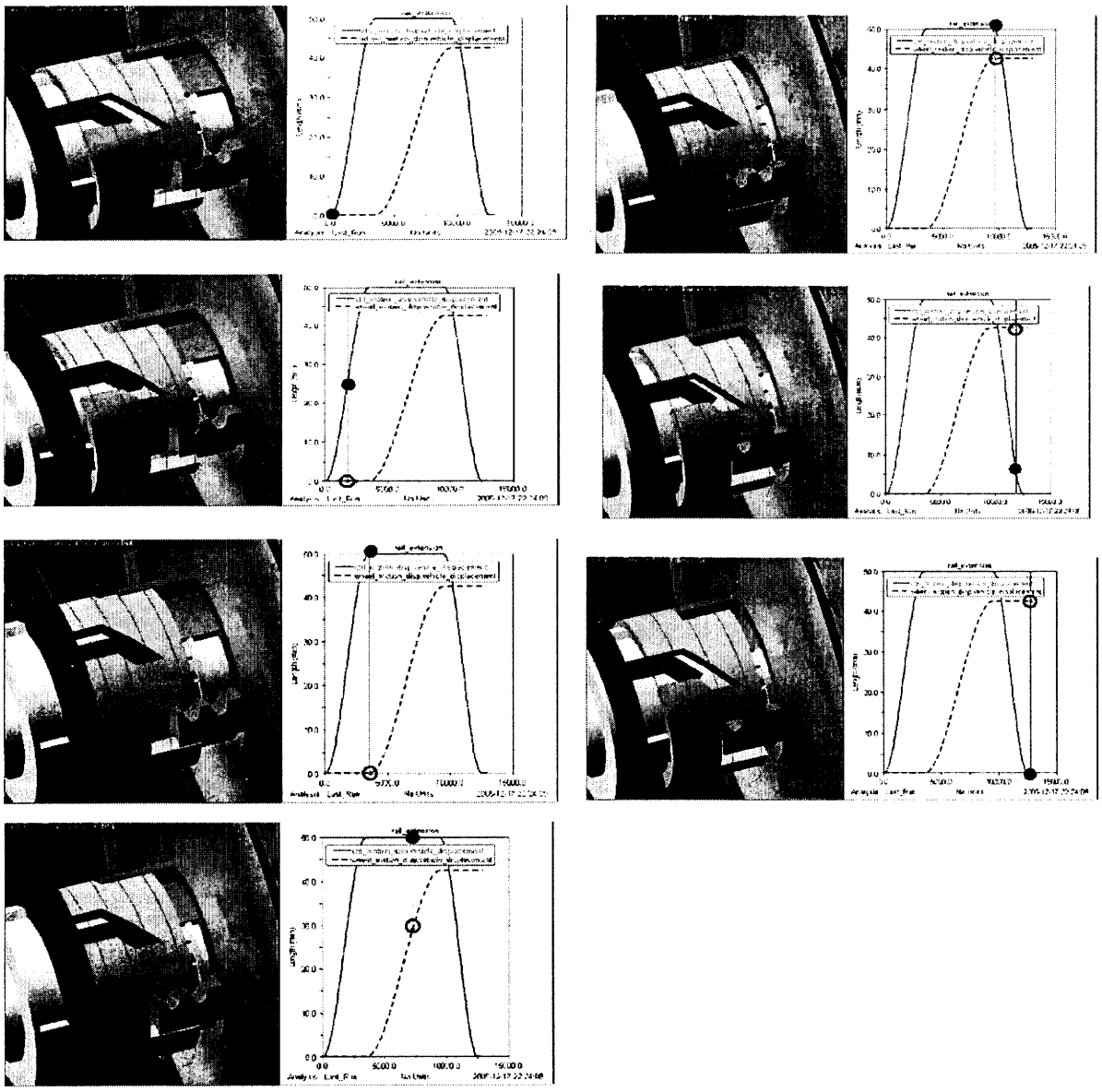
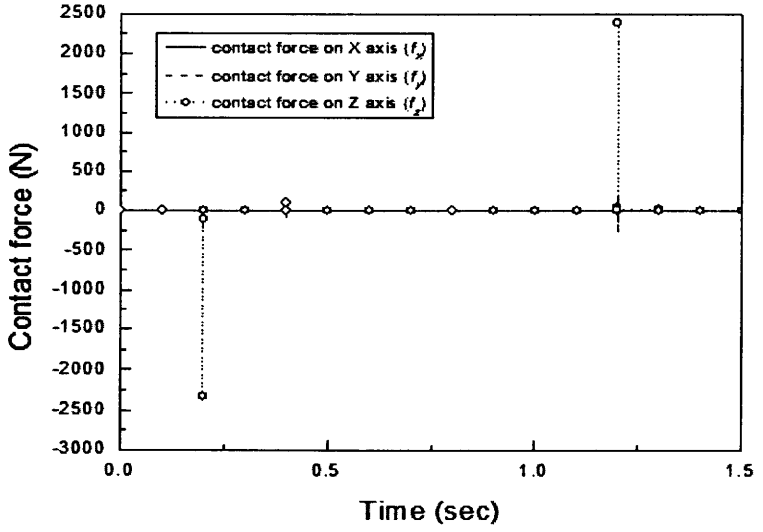
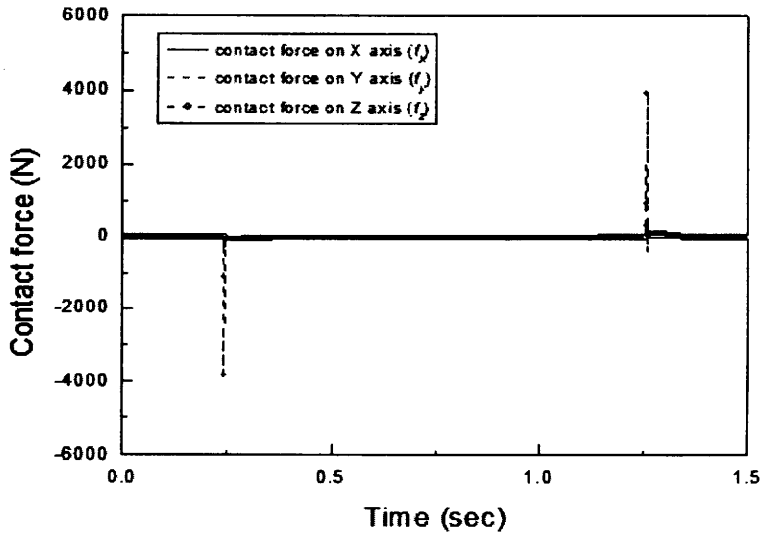


Fig. 5.90. 변환구간에서 궤간가변장치 잠금 부품의 동적해석 시뮬레이션 결과.

아래 그림은 변환구간의 차량 통과 속도=30km/h일 때 플랜지와 잠금기구 사이의 접촉력(contact force)의 이력을 나타낸 것이다. 건마찰조건에서 정지마찰계수(static friction coefficient)=0.78, 동마찰계수(kinetic friction coefficent)=0.42이며, 윤활조건에서 정지마찰계수=0.12, 동마찰계수 kinetic friction coefficent=0.08이다. 여기서 얻어진 접촉력 이력은 궤간 잠금부품의 내구성해석의 입력자료로서 사용된다.



(a) 윤활



(b) 건마찰

Fig. 5.91. 속도 30km/h에서 잠금기구와 플랜지 사이의 접촉력의 이력.

Table 5.16. 속도별 마찰조건에 따른 최대접촉력.

마찰조건 / 속 도(km/h)	건마찰*	윤활**
10	549.631	375.451
20	1591.09	743.858
30	3926.59	2383.37

아래 그림은 속도별 마찰조건에 따른 최대접촉력의 변화를 정리한 것이다. 두 조건에 따른 접촉력을 비교하면, 속도에 상관없이 윤활조건보다 건마찰에서 보다 큰 최대접촉력이 발생됨을 알 수 있다.

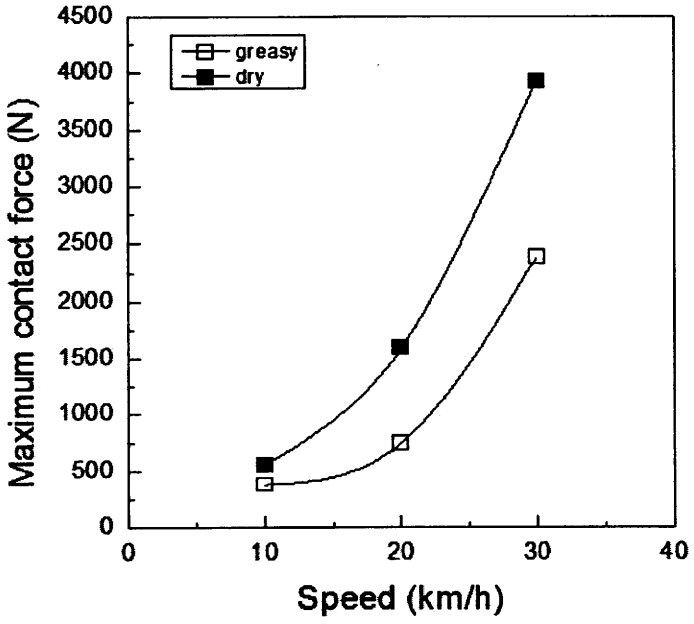


Fig.5.92. 속도에 따른 최대 접촉력의 변화.

5.2.2. 접촉응력 해석

궤간 변환구간에서 궤간 가변 잠금부품의 내구성 해석을 수행하기 위해서는 유한요소해석(finite element analysis)을 이용한 잠금기구와 플랜지사이에 작용하는 접촉응력이력의 산출이 필요하다. 따라서 잠금기구와 플랜지사이의 물림 위치에 따라 발생되는 응력을 연속적으로 평가하고자 한다.

잠금기구와 플랜지의 내구성 및 응력해석을 위해서 해석시간의 최적화을 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 2730 및 4242이다. 해석에 입력자료로서 사용되는 재질의 탄성계수(elastic modulus)는 207 GPa이고, 프아송비(poisson's ratio)는 0.29이다. 요소망 모델링은 요소망 생성 전용소프트웨어인 MSC.PATRAN 및 MSC.MENTAT을 사용하였으며, 응력해석시뮬레이션은 MSC.MARC에 의하여 수행되었다.

하중조건은 최대 궤간변환 속도 30km/h에서 얻은 동적해석 결과로부터 플랜지 디스크의 x방향으로 50 mm 이동 시 발생하는 조건이다. 그리고 경계조건은

잠금기구의 우측경계면의 x축 방향 변위를 구속하고, 축과 플랜지 레버 및 잠금기구 사이는 각각 강체 면접촉 조건(rigid body contact condition)을 구현하였으며, 잠금기구(locker)와 플랜지 레버의 사이는 변형체 면접촉 조건(deformable body contact condition)을 부여하였다.

해석결과, von-Mises응력의 최대값은 플렌지 레버의 끝부분에서 12.5MPa이며,최대 주응력(maximum principle stress)은 동일한 지점에서 4.71MPa이다. 이로부터 궤간변환구간에서 비교적 작은 응력이 산출되므로 궤간변환구간에서 가이드레일을 따라 잠금 부품들이 올바르게 작동하고 정확한 부품제작이 이루지면 안전하게 사용될 수 있음을 시사한다. 또한 이 응력해석 결과는 추후에 수행되는 내구성 해석 시뮬레이션의 입력 자료로서 사용한다.

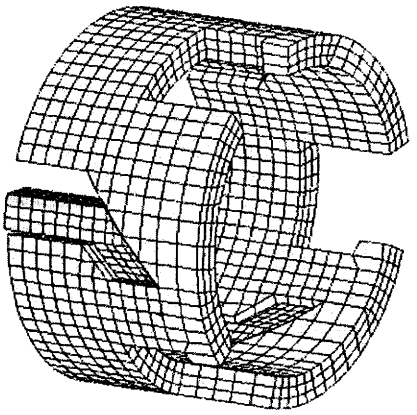
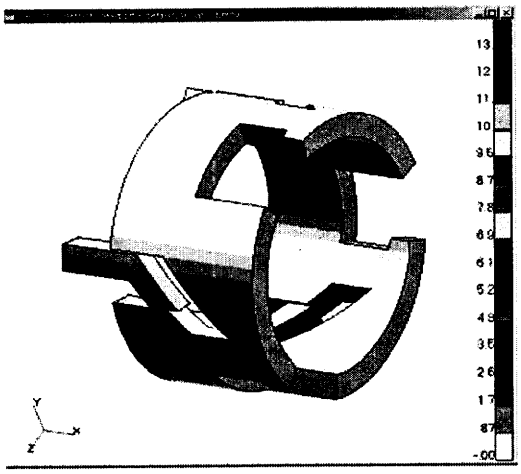


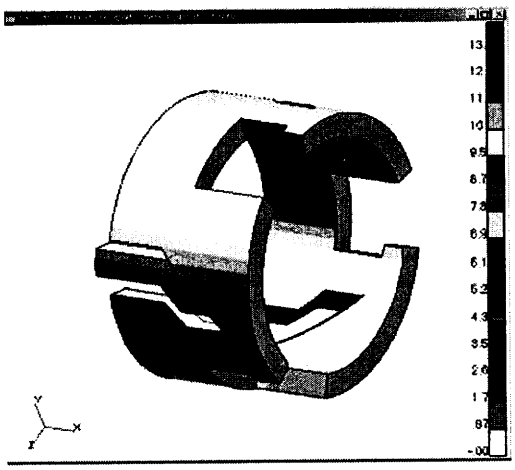
Fig. 5.93. 궤간가변 잠금부품의 유한요소망과 유한요소모델.

Table 5.17. 부품별 유한요소망의 노드수 및 요소수.

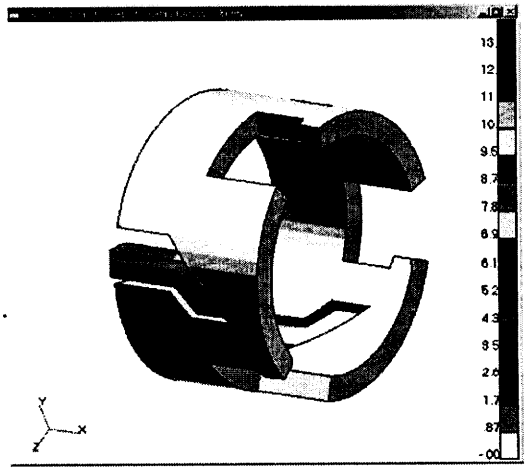
No.		유형	노드수	요소수
1	플랜지 레버	deformable body	1206	750
2	잠금기구(locker)	deformable body	3036	1980
3	플랜지 디스크	rigid body	-	-
4	축	rigid body	-	-
총 개수			4242	2730



(a)시작단계



(b) 중간단계



(c)최종단계

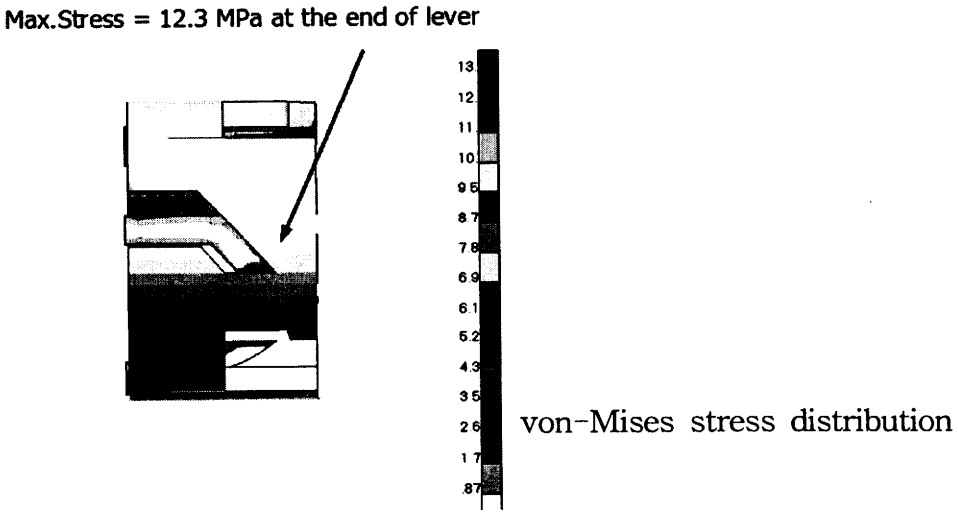


Fig. 5.94. 플렌지와 잠금기구 사이의 접촉응력해석 시뮬레이션 결과.

5.3. 곡선구간에서 주행 시 해석결과

5.3.1. 곡선구간에서 주행 시 잠금부품의 접촉응력 해석

궤간가변 화차의 주행안전성을 검토하기 위해서는 곡선부 주행 시 잠금부품들의 접촉응력해석이 중요하다. 이를 위하여 먼저 곡선부 주행 시 잠금부품에 작용하는 하중인 차륜의 횡압을 평가하고 이로부터 잠금부품들 사이의 접촉응력해석이 필요하다. 이러한 입력값으로 이용되는 차륜의 횡압 이력 데이터는 제 2절에서 수행한 동역학 해석 결과의 값을 이용하였다.

궤간가변 잠금부품들의 내구성 및 응력해석을 위한 모델은 궤간가변구간의 경우와 달리 곡선 주행 시 잠금상태에서 차륜 횡력이 작용하므로 차륜과 잠금기구 사이의 접촉면에 요소망을 생성시킨 것이다. 여기서도 해석시간의 최적화을 고려하여 축의 요소형태는 강체(rigid contact body)로 정의하였고, 나머지 플랜지 레버와 잠금기구 및 차륜 압입부의 요소형태는 변형체(deformable body)로 정의하였다. 요소 형태는 3차원해석을 위한 8절점 직육면체요소이며, 총 요소수와 총 노드수는 각각 15,603 및 20,875이다. 해석에 입력자료로서 사용되는 재질의 탄성계수(elastic modulus)는 207GPa이고, 프아송비(poisson's ratio)는 0.29이다. 요소망 모델링은 요소망 생성 전용소프트웨어인 MSC.PATRAN 및 MSC.MENTAT을 사용하였으며, 응력해석시뮬레이션은 MSC.MARC에 의하여 수행되었다.

플렌지 끝부분(1지점)은 6개 자유도를 모두 구속하고, 잠금 기구의 왼쪽 끝부분(2지점)은 작용하중 방향의 병진 자유도를 구속하였다. 또한 차륜압입부의 오른쪽 부분(3지점)은 작용하중방향의 병진 자유도를 제외한 나머지 자유도를 구속하고, 4와 같이 차륜의 횡압이력을 부여하였다.

표준궤간 곡선부 통과 시 작용된 차륜 횡압 하에 잠금 부품의 접촉응력 분포 및 이력을 해석한 결과, 최대주응력(maximum principle stress)이 플랜지와 잠금기구 접촉, 차륜과 잠금기구 접촉, 플레지 레버에서 동시에 발생한다. 최대 접촉응력은 궤간변환의 경우와 달리 잠금기구와 차륜사이에서 발생하는 152MPa이다.

러시아 광궤 R300 곡선부 통과 시 작용된 차륜 횡압 하에 잠금 부품의 접촉응력 분포 및 최대 접촉응력 이력을 해석한 결과, 표준궤도와는 달리 좌측 압입홀더에서 접촉되어 운행된다. 곡선부 통과 시 잠금 부품들의 응력은 플랜지와 잠금기구 접촉, 차륜과 잠금기구 접촉, 플레지 레버에서 동시에 발생한다. 표준궤도의 곡선부 주행 시 응력분포를 비교하면, 최대주응력이 존재하는 취약지점은 상이함을 알 수 있다. 광궤의 최대응력은 차륜압입홀더와 잠금기구 사이에서 존재하지만, 표준궤의 경우는 잠금기구와 차륜의 좌측 원통면 사이에서 발생한다. 즉 표준궤도에서 잠금부품들의 접촉응력은 크게 세 지점에서 나누어 발생되지만, 광궤의 경우 대부분 응력은 차륜압입홀더와 잠금기구 사이에서 존재함을 알 수 있다.

광궤와 표준궤도 곡선부 주행 시 차륜의 최대접촉응력 변화를 비교하면, 최대

접촉응력은 표준궤간의 경우(152MPa)보다 광궤(261MPa)가 더 크다. 따라서 궤간 가변 윤축을 갖는 화차의 궤간부품들은 표준궤도 보다 광궤를 주행할 경우에 큰 작용응력을 받게 된다.

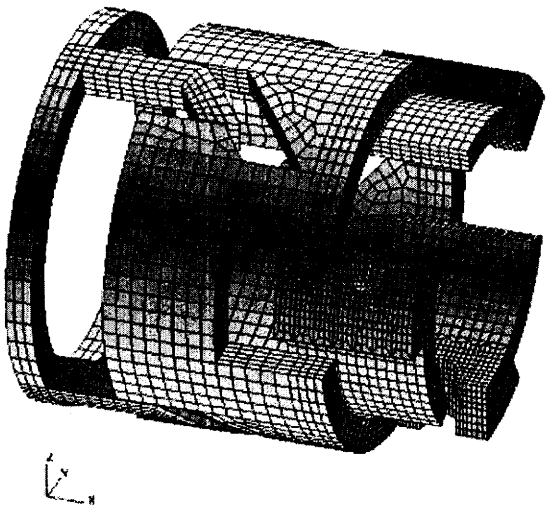
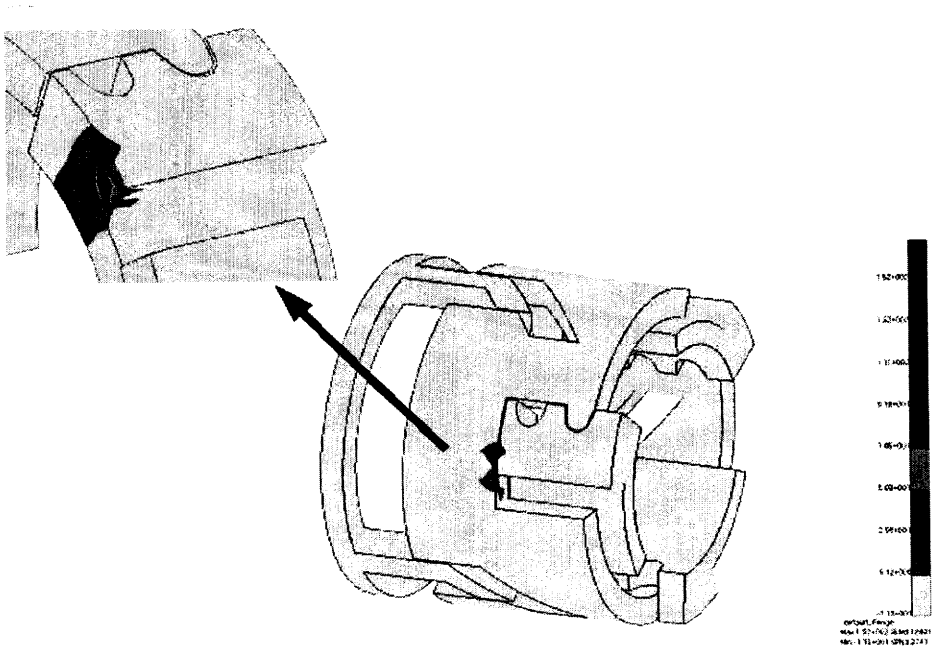
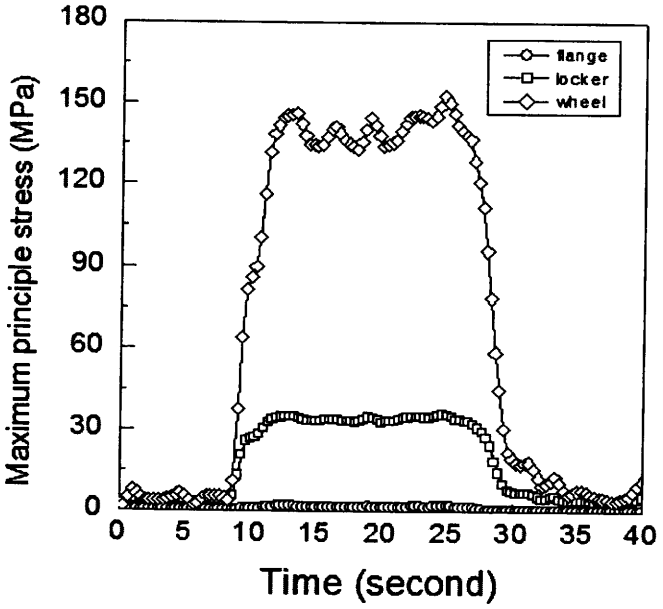


Fig. 5.95. 곡선구간의 잠금부품들에 대한 유한 요소망 생성.

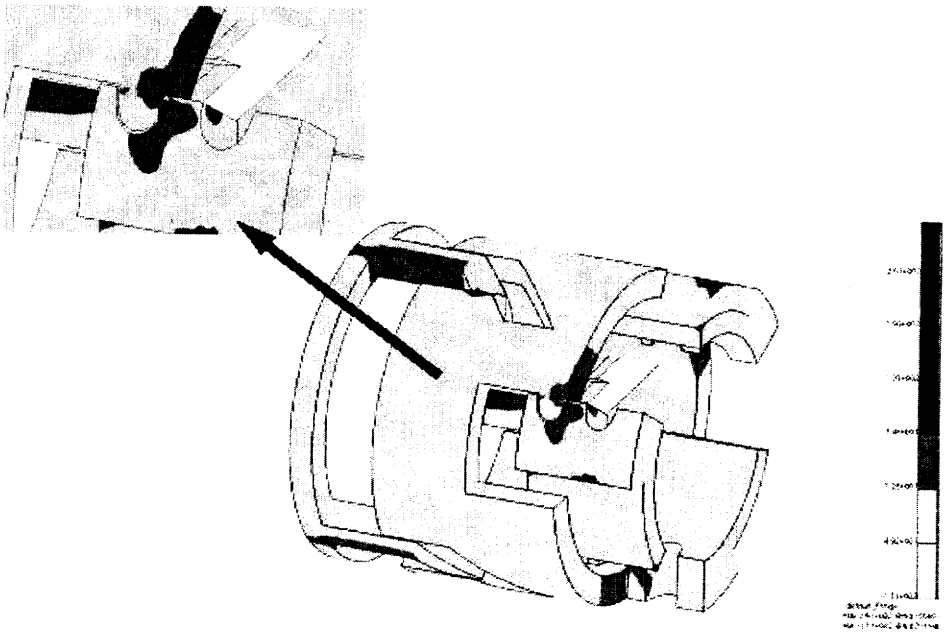


(a) maximum principle stress contour -standard gauge



(b) stress history

Fig. 5.96. 표준궤 상태에서의 곡선궤도 주행 시 잠금기구의 접촉응력 분포.



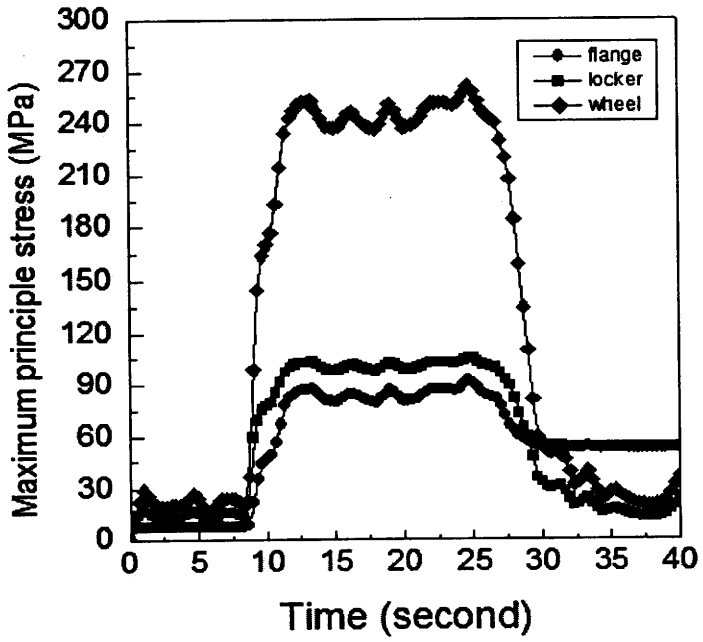


Fig. 5.97. 광궤 상태에서의 곡선궤도 주행 시 잠금기구의 접촉응력 분포.

5.4. 잠금 부품의 내구성 해석

해석 시에 고려한 재질은 두 종류의 탄소강으로서 SM 490C와 ASTM A537이다. SM 490C의 인장강도가 ASTM A537보다 크지만 연신률은 유사하다. 참고로 ASTM A537강은 저온(-60℃)환경 하에서 내한성을 갖는 재료로서 추천되는 탄소강중의 하나이다.

잠금부품들의 내구성 해석을 위해서는 응력해석 결과 및 하중이력과 함께 재질의 피로특성치가 필요하다. 아래 그림은 SM 490C와 ASTM A537의 변형률-수명선도(strain life curve, $\varepsilon - N$선도)를 나타낸 것이다. 이 선도들은 내구성해석의 피로특성치 자료로서 사용된다. 각 그림에서 곡선 아래의 두개의 직선은 각각 탄성변형률-수명선도와 소성변형률 - 수명선도이며, 곡선은 이들 두개의 직선을 합한 전체변형률-수명선도를 나타낸 것이다.

각 재질의 피로수명과 변형률진폭의 관계식은 아래 식과 같다.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b + \varepsilon_f'(2N_f)^c$$

여기서 $\Delta\varepsilon$는 변형률 범위(strain range), N_f는 파손사이클수(cycles to failure),

σ_f'는 피로강도계수(Fatigue strength coefficient), b는 피로강도지수(Fatigue strength exponent), ε_f'는 피로연성계수(Fatigue ductility coefficient), c는 피로연성지수(Fatigue ductility exponent)이다.

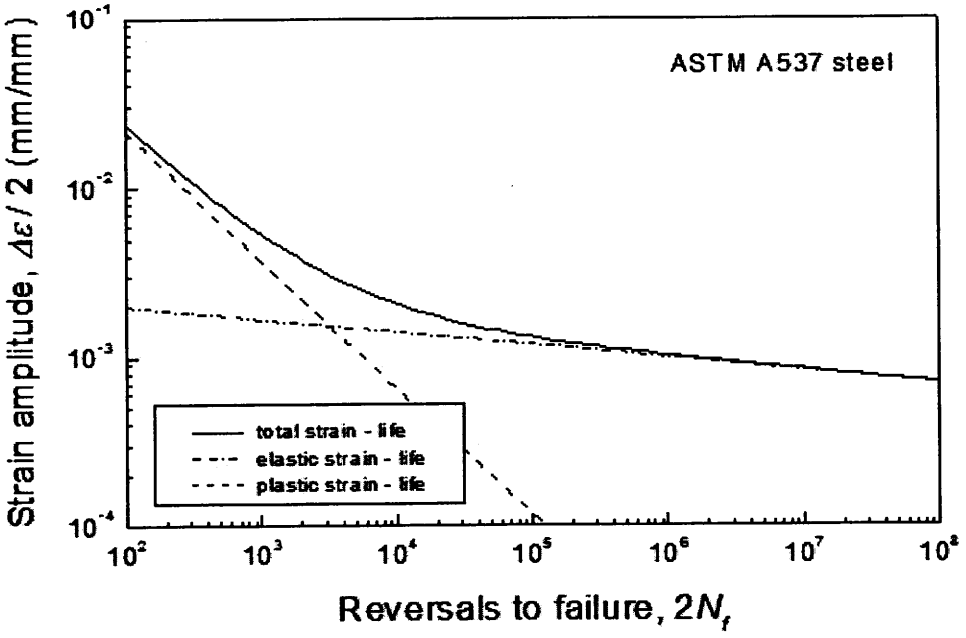
Table 5.18. 화학적 성분.

Materials	C	Si	Mn	P	Cu	Ni	Cr	Mo	S
SM 490C[1)]	0.18 이하	0.55 이하	1.60 이하	0.035 이하	-	-	-	-	0.035 이하
ASTM A537[2)]	0.24 이하	0.15~ 0.50	1.0 ~ 1.60	0.035 이하	0.35 이하	0.25 이하	0.25 이하	0.08 이하	0.035 이하

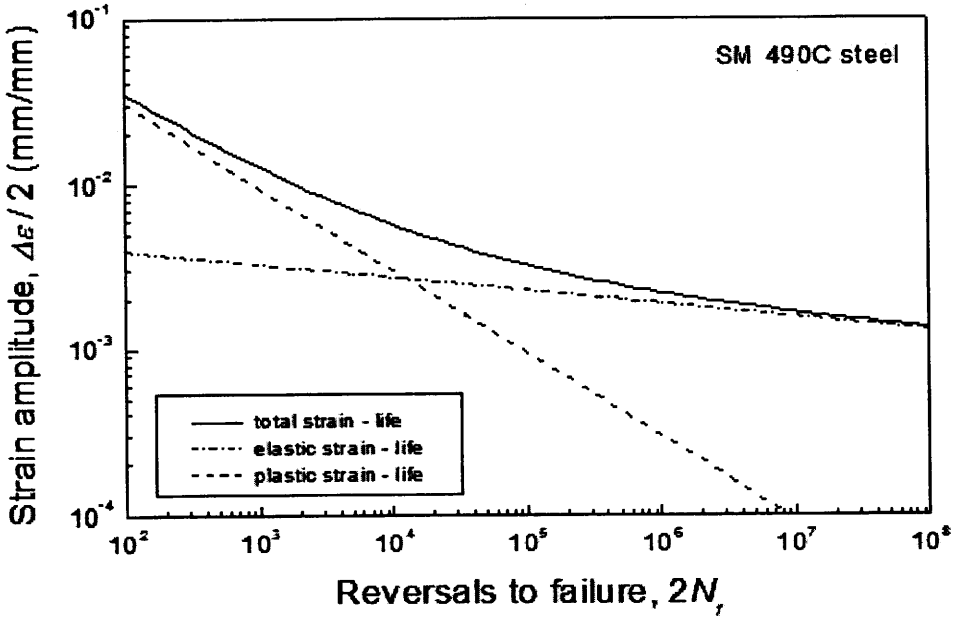
1) JISG 3106
2) http://www.csc.com.tw/csc/right/ec/mlg_std1_336.htm

Table 5.19. 기계적 특성.

Material	Young's Modulus [MPa]	Yield Strength [MPa]	Tensile Strength [MPa]	Elongation [%]
SM 490C	202,000	460	829	21.0
ASTM A537	207,000	262	480	22.0



(a) ASTM A537강



(b) SM 490C강

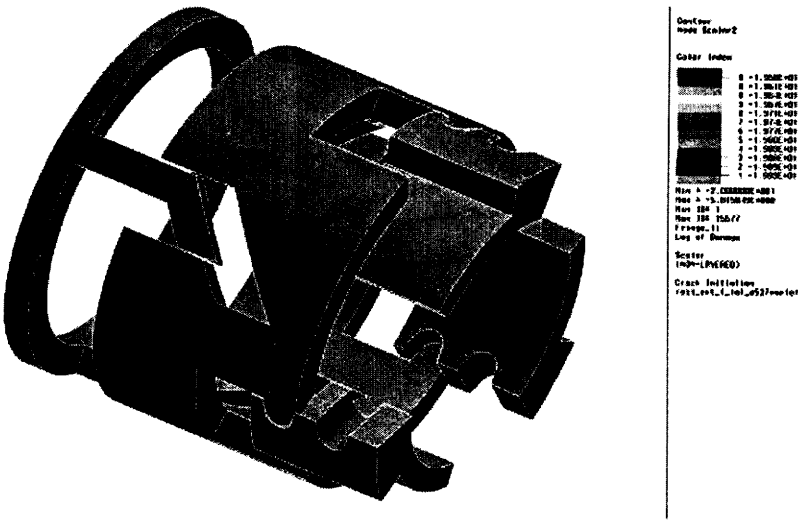
Fig. 5.98. 변형률-수명 선도

Table 5.20. 변형률-수명선도의 재료상수들.

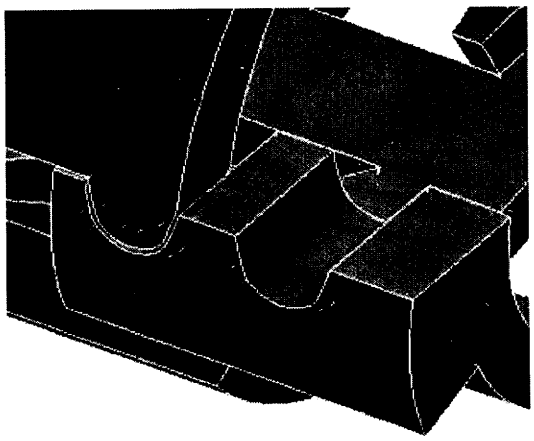
MATERIAL	σ'_f	b	ε'_f	c
SM 490C	1,153	-0.080	0.309	-0.503
ASTM A 537	585	-0.075	0.666	-0.751

내구성 해석 시뮬레이션은 상용 소프트웨어인 MSC.FATIGUE 2005이다. 본 연구의 내구성 해석 시 사용되는 이력은 표준궤와 광궤사이의 궤간가변구간과 곡선부 주행이력이다. 이중에서 궤간가변 구간에서 응력이력은 앞에서 본 바와 같이 최대주응력은 약 5 MPa(두 재료의 항복강도의 약 1%정도)로서, 이에 대한 잠금 부품들은 두 재료 피로특성치와 함께 검토할 때, 무한수명을 갖는다. 그러므로 궤간가변 구간에서 이 윤축시스템이 정상적인 작동을 한다면, 이 시스템의 잠금 부품들은 내구성 측면에서 무한 수명을 가질 것으로 예측된다. 따라서 궤간가변 구간의 응력이력은 매우 작으므로 잠금 부품들의 피로수명평가에 고려하지 않는다.

광궤 곡선 주행 시 궤간가변윤축시스템의 잠금 부품들에 대한 내구성 해석결과, 재질이 ASTM A537일 때 잠금 부품의 피로수명은 그림에서 보는 바와 같이 6.54×10^5 사이클 수이다. 즉, 광궤 곡선구간 주행시 발생하는 차륜 횡력 하에 ASTM A537강의 잠금부품들에 대한 피로수명은 곡선구간 65만회 정도로 예측된다. 그리고 표준궤도와 SM490C강에 대한 잠금부품의 피로수명 해석결과, 잠금 부품들의 내구성은 광궤 곡선 주행 시 ASTM A537강에 대한 경우를 제외하고는 무한수명을 갖는다.



(a) 전체 모습



(b) 확대된 모습

Fig. 5.99. 곡선 주행시 잠금부품의 피로수명 평가.

Table 5.21. 재질선택에 따른 피로수명 평가.

Material	Expected Fatigue Life[Cycles]	
	표준궤	광궤
SM 490C	무한수명 (1.0×10^7 이상)	무한수명 (1.0×10^7 이상)
ASTM A537	무한수명 (1.0×10^7 이상)	6.54×10^5

제 6 절 궤간가변 윤축의 피로해석 설계

6.1. 개요

제 3장에서 살펴본 궤간가변 화차에 대한 국제 철도규격 UIC 510-4 (Wagons Variable-Gauge Running Gear for 1435/1520 mm and 1668 mm)에 의하면 궤간 가변 윤축시스템은 표준궤 및 광궤 주행구간에서 운행에 투입되기 전에 임시 허가서를 얻기 위하여 안전 관련 모든 조건들을 만족하는 시험을 통하여 검증 받아야 한다. 운행허가서를 얻기 위한 리그 시험은 50km/h 이상의 속도에서 궤간가변 윤축의 피로강도를 결정하는 회전 굽힘 시험이다. 이는 표준궤간을 설정한 상태에서 아래 표와 같이 3단계 프로그램을 실시한다. 여기서 P는 축중(axle load)이며, 본 연구에서 축중은 22 t이다.

Table 5.22. UIC 규격에 준한 피로시험 조건 (P = 축중 22 t).

Stage	No. of Cycles	Vertical Force [kN]		Transverse Force [kN]	
		Static	Dynamic	Static	Dynamic
I	6 X 10^6	P	±0.5 P at 4Hz	0	±0.3 P at 2Hz
II	2 X 10^6	P	±0.6 P at 4Hz	0	±0.36 P at 2Hz
III	2 X 10^6	P	±0.7 P at 4Hz	0	±0.42 P at 2Hz

아래 그림은 윤축의 내구성 시험을 위한 하중이력을 나타낸 것이다. 궤간 가변 윤축시스템은 UIC 510-4에 준한 시험을 통하여 피로수명 10^7 cycles까지 각 부품에서 파손 또는 균열발생의 유무로부터 이의 안전성을 검토한다.

본 절에서는 제 6장에서 수행하는 피로시험에 앞서서 수치해석을 통해 궤간가변 윤축의 피로강도를 파악하고 설계하고자 하였다.

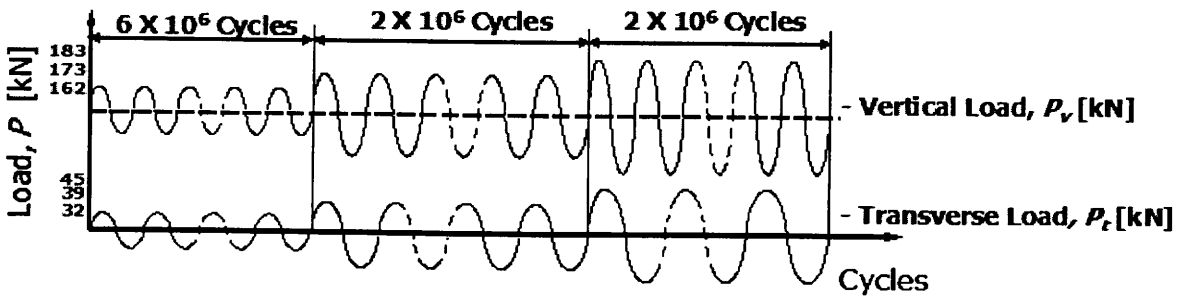


Fig. 5.100. UIC 규격에 준한 시험하중 이력.

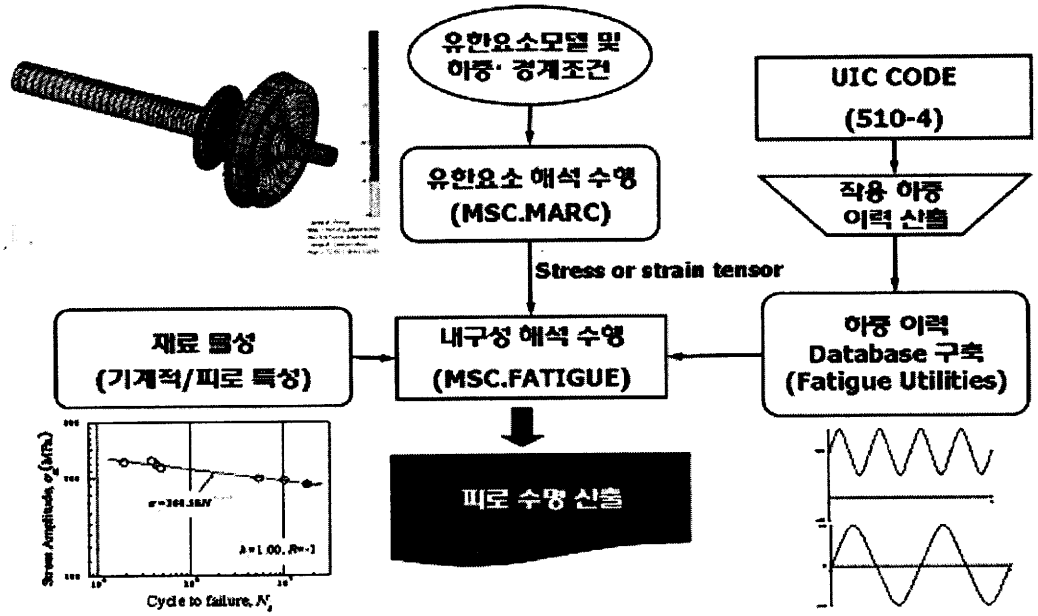


Fig. 5.101. 궤간 가변 윤축시스템의 내구성해석 시뮬레이션 절차.

6.2. UIC 규격의 정적 하중 하의 응력해석

본 절에서는 궤간 가변 윤축시스템의 UIC 510-4에 준한 정하중 조건하에서 차륜 암나사 위치에 따른 표준궤와 광궤에서 각 부품의 응력분포를 평가하고자 한다. 본 궤간가변 윤축시스템 부품에 대한 재질은 강도 사양, 수급상황, 제작성 등을 고려하여 다음과 같이 선정하여 그 타당성을 검사하고자 하였다. 즉, 차축과 차륜의 재질은 KS R 9220, KS R 9221에 규격화되어 있으며, 고정캡, 플랜지, 잠금기구의 재질은 SF50A이며, 스프링의 재질은 SUP9이며, 스프링홀더 재질은 SC410이다.

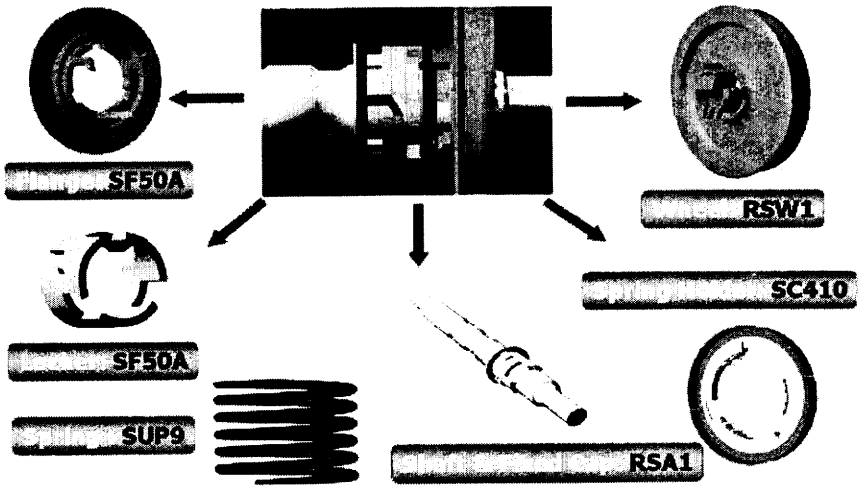


Fig. 5.102. 궤간가변 윤축시스템 각 부품의 소재.

Table 5.23. 궤간 가변 윤축시스템의 재질에 대한 화학적 특성.

Materials	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo
SF50A	0.34	0.24	0.50	0.01	0.02	-	0.03	0.02	0.01
SC410C	0.15	0.46	0.73	0.018	0.01	-	-	-	-
RSW1	0.67	0.15	0.6	0.045	0.045	0.35	-	-	-
RSA1	0.35	0.15	0.4	0.035	0.04	-	-	-	-
SUP9	0.57	0.26	0.65	0.131	0.035	-	-	0.65	-

Reference : Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials, JSMS (1996)

Table 5.24. 궤간 가변 윤축시스템의 재질에 대한 기계적 특성.

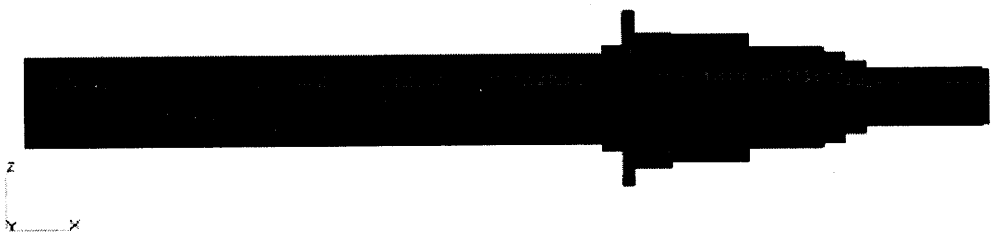
Materials	Yield Strength [MPa]	Tensile Strength [MPa]	Elongation [%]
SF50A	330	526	39.1
SC410C	247	476	31.1
RSW1	420	835	14
RSA1	295	590	20
SUP9	1275	1324	34

Reference : Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials, JSMS (1996)

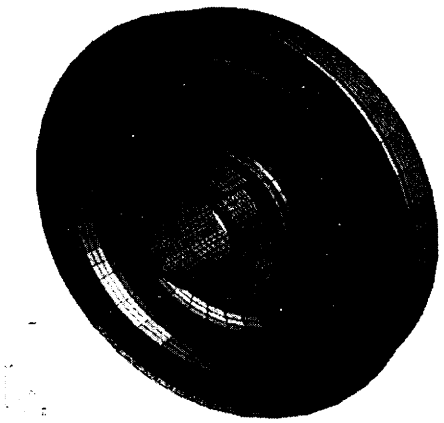
궤간가변 윤축시스템의 피로강도 및 응력해석을 위해 유한 요소망 생성(Finite element generation)을 하였다. 요소형태는 3차원 해석을 위한 8절점 직육면체 요소이며, 총 요소수와 노드수는 각각 52992개 79471개 이다. 해석에 입력 자료로 사용되는 재질의 탄성계수 (elastic modulus)는 207GPa, 프와송비(poisson's ratio)는 0.29이다. 요소망 모델링은 요소망 생성 전용 소프트웨어인 MSC.PATRAN 및 MSC.MENTAT을 사용하였으며, 응력해석 시뮬레이션은 MSC.MARC에 의하여 수행 되었다.

Table 5.25. 부품별 유한요소망의 노드수 및 요소수.

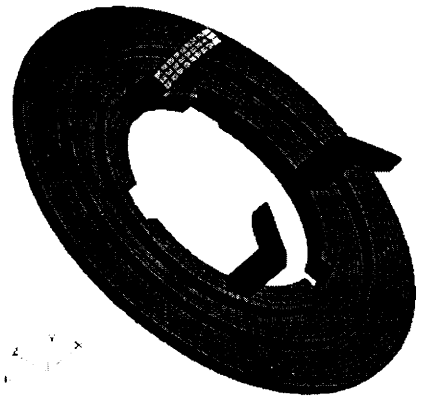
No.		Node Number	Element Number
1	Shaft	37170	33301
2	Wheel	17527	12909
3	Flange	5451	3522
4	Locker	3300	2088
5	Gauge-Adjustable Compress spring	13650	11396
6	Spring Holder	2373	1476
	Total Number	**79471**	**52992**



(a) 차축



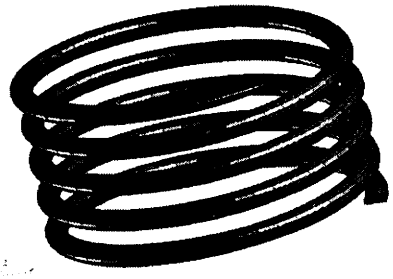
(b) 차륜



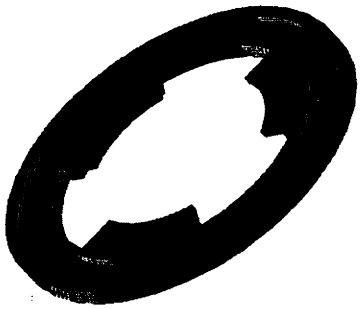
(c) 플랜지



(d) 잠금기구



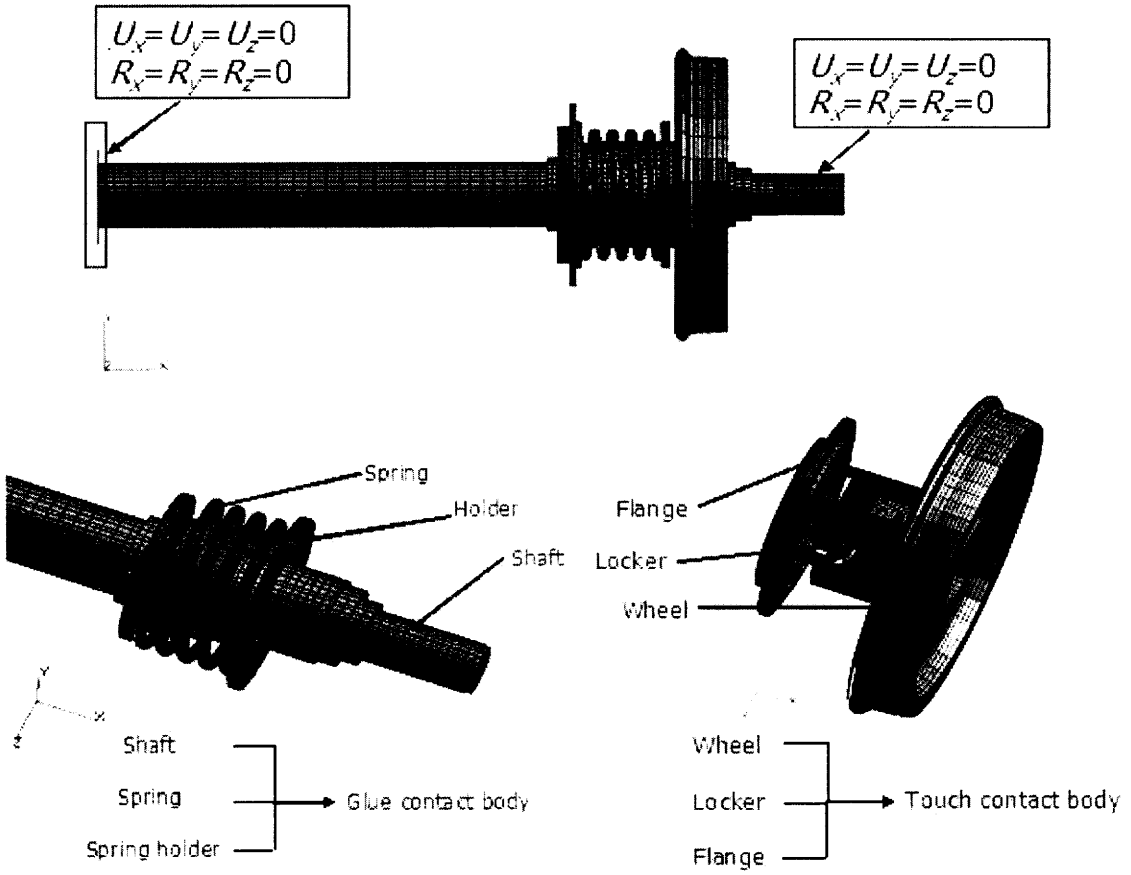
(e) 압축스프링



(f) 스프링홀더

Fig. 5.103. 궤간가변 윤축시스템의 유한요소망.

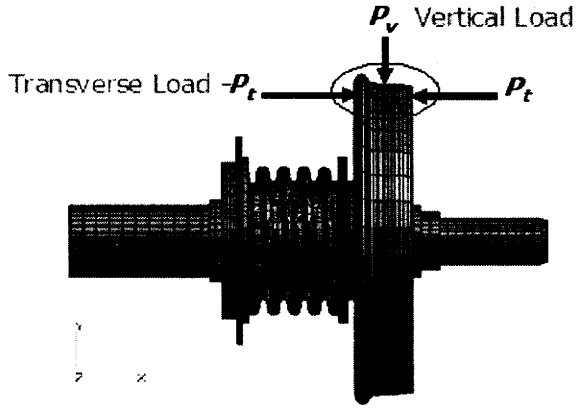
아래 그림은 표준궤간에서의 접촉 및 경계조건에 대한 상세도를 나타낸 것이다. 먼저 축의 경계조건은 양 끝부분이 고정되어 있는 조건으로서 변위 및 회전에 대한 6자유도를 모두 구속하여 설정하였다. 또한 스프링과 스프링홀더 및 축의 경계조건은 접촉지점에서 모든 변위 회전의 6자유를 서로 구속하고 있는 "Glue Contact 조건"이다. 그리고 플랜지와 잠금기구 및 차륜의 경계조건은 궤간 가변구간에서 작동하는 부품으로 "Touch Contact 조건"이다. 광궤의 경우 차륜 그루브와 잠금기구의 접촉지점은 차륜 그루브 왼쪽이며, 나머지 경계조건은 표준궤간에서와 똑같은 접촉조건을 부여하여 설정하였다.



(a) 접촉 조건

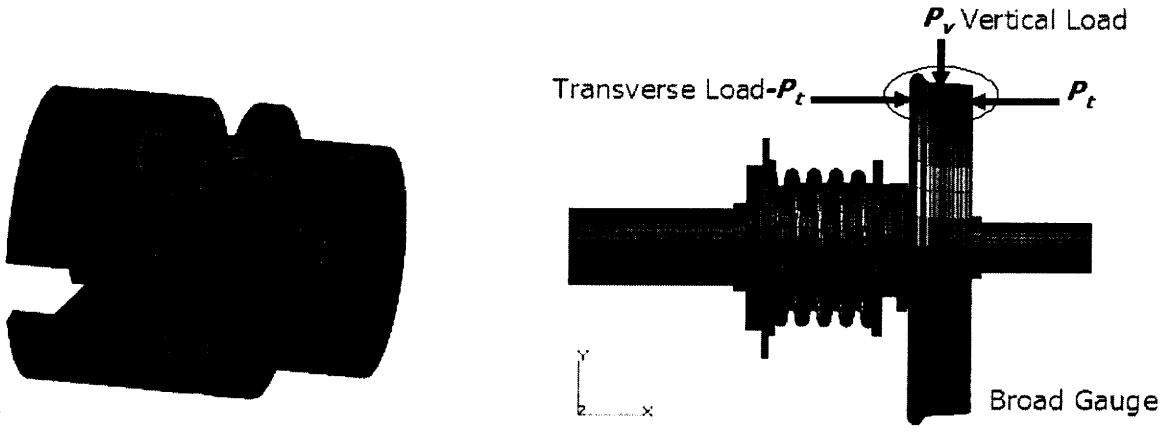


(b) 표준궤에서 차륜 암나사와 잠금기구



c) 표준궤에서의 하중 경계조건

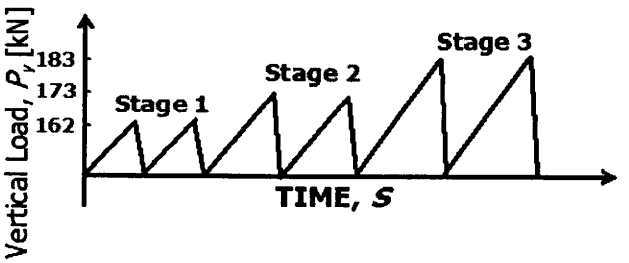
Fig. 5.104. 표준궤간의 접촉 및 경계 조건.



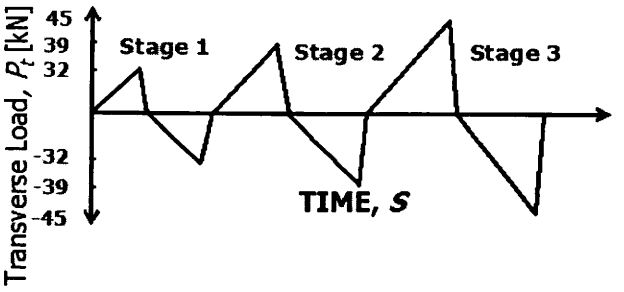
(a) 광궤에서 차륜 암나사와 잠금기구 (b) 광궤에서의 하중 경계조건

Fig. 5.105. 광궤간의 경계 조건.

아래 그림은 UIC 510-4에 준한 하중 조건을 파형으로 나타낸 것이며, 표준궤와 광궤에서 최대하중이 발생하는 조건이다. 여기서 최대하중은 수직하중 183kN과 수평하중 -45kN 및 45kN을 각각 조합하여 두 가지 경우로서 부여하였다. 이와 같은 하중조건을 가지고 표준궤와 광궤에서의 유한요소해석을 수행하였다.



a) Vertical Load



b) Transverse Load

Fig. 5.106. UIC 규격에 준한 수직 및 수평하중 파형.

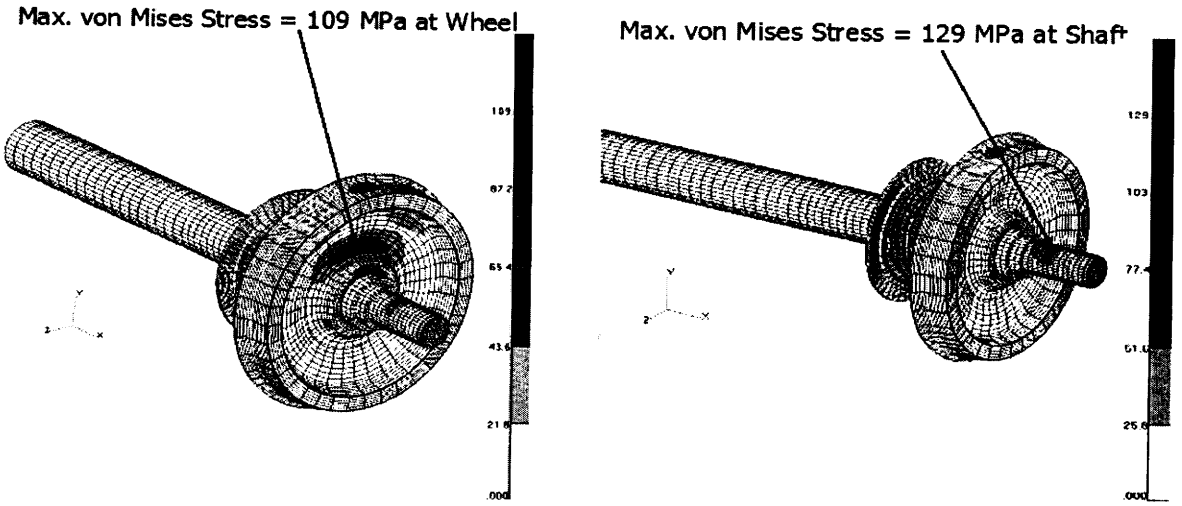
표준궤 및 광궤에서 전체 궤간 가변 윤축시스템의 유한요소해석을 수행한 결과를 다음과 같이 정리할 수 있다.

표준궤에서의 최대하중(수직하중=183 kN, 수평하중=-45 kN)을 부여한 결과, 최대 von-Mises 응력은 차륜에서 109 MPa 이며, 취약 부위는 차륜의 중앙 부분이다. 최대하중(수직하중=183 kN, 수평하중=45 kN)을 부여한 결과, 최대 von-Mises 응력은 차축에서 129 MPa이며, 취약 부위는 차축의 끝부분이다. 광궤에서의 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN)을 부여한 결과, 최대 von-Mises 응력은 차륜에서 110 MPa이며, 취약 부위는 차륜의 판부 부분이다. 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=45kN)을 부여한 결과는 최대 von-Mises 응력은 차축에서 116MPa이며, 취약 부위는 차축상의 끝부분이다.

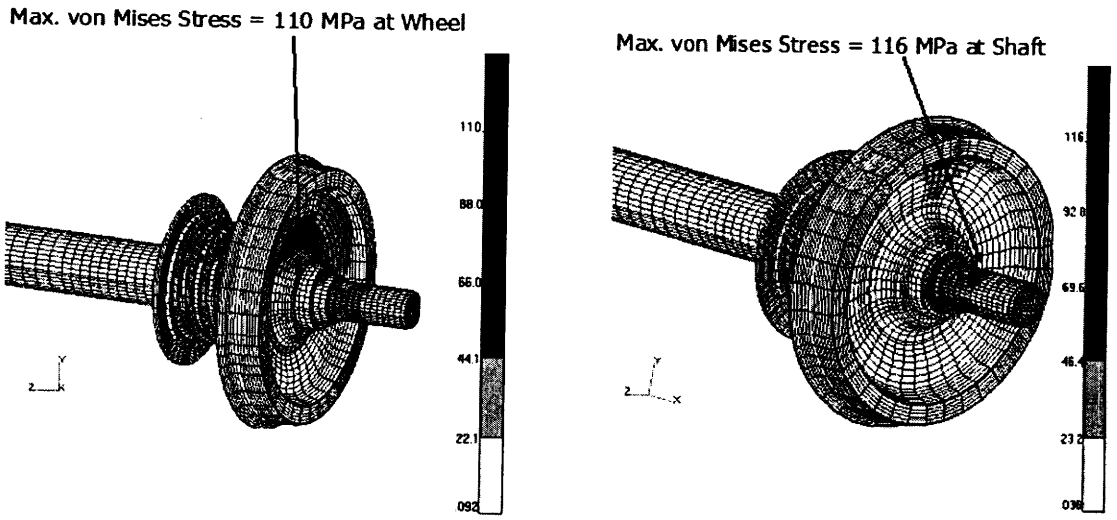
표준궤에서 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN) 하에서 궤간가변 윤축시스템의 취약 부품별 von-Mises 응력분포를 계산하였다. 여기서 수평하중은 차륜에 림 부분에 횡방 향 하중이다. 차륜의 von-Mises 응력분포를 보면 최대응력은 109MPa이며, 취약위치는 차륜 중앙부분이다. 잠금기구의 von-Mises 응력분포를 보면 최대응력은 45MPa값이며, 취약위치는 잠금기구 안쪽 면이다.

차축에 von-Mises 응력분포를 구한 결과 최대응력은 129MPa이며, 취약위치는 차축상의 끝부분이다. 차륜의 최대응력은 61MPa이며, 취약위치는 차륜 판부 부분이다. 잠금기구의 von-Mises 응력분포에서 최대응력은 89MPa이며, 취약위치는 플랜지가 접촉하는 면이다.

광궤에서 UIC규격에 준한 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN)하에서 궤간가변 윤축시스템의 취약 부품별 von-Mises 응력분포를 계산하였다. 여기서 수평하중은 차륜에 림 부분에 횡방향 하중이다. 차륜의 von-Mises 응력분포를 보면 최대응력은 110MPa이며, 취약위치는 차륜 판부부분이다. 차축의 von-Mises 응력분포를 보면 최대응력은 89MPa값이며, 취약위치는 차축상의 끝부분이다. 잠금기구에서는 최대응력은 16MPa값이며, 취약위치는 플랜지 레버가 접촉하는 부분이다. 한편, 동일한 수직하중 183kN과 방향을 달리한 수평하중 45kN하에서 취약 부품별 응력해석 결과에서 차륜의 von-Mises 응력분포를 보면 최대응력은 58MPa이며, 취약위치는 차륜 판부 부분이다. 차축에 von-Mises 응력분포를 보면 최대응력은 116MPa이며, 취약위치는 차축상의 끝부분이다. 잠금기구의 von-Mises 응력분포를 보면 최대응력은 8MPa이며, 취약위치는 플랜지가 접촉하는 면이다. 따라서 최대취약위치 조건은 궤간가변 윤축시스템의 UIC 510-4에 준한 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=45kN)을 부여한 표준궤이다.



(a) 표준궤에서 최대하중(수직하중=183kN 수평하중=45kN)을 부여한 결과



(b) 광궤에서 최대하중(수직하중=183kN 수평하중=45kN)을 부여한 결과

Fig. 5.107. 표준궤 및 광궤에서의 유한요소해석 결과 (차륜, 차축 부분 양상).

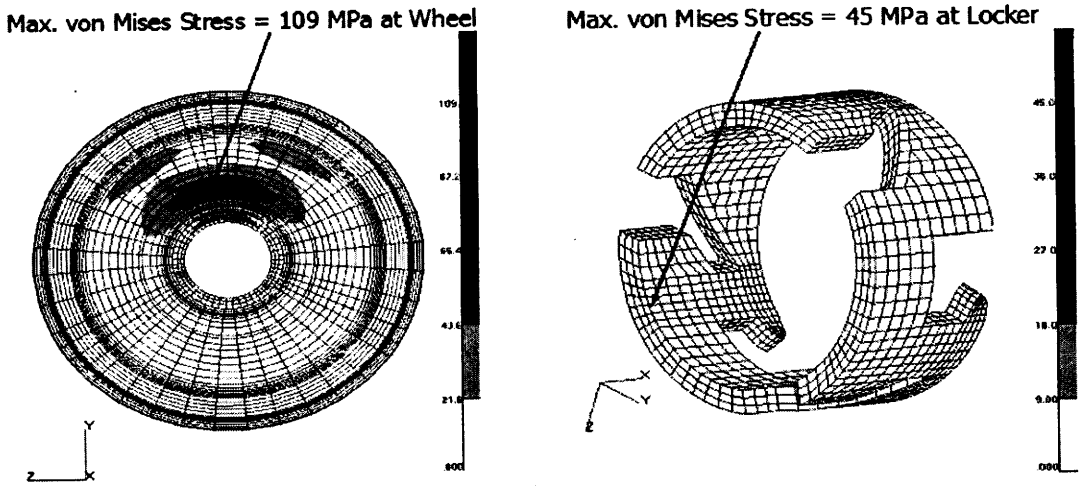


Fig. 5.108. 표준궤에서 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN)의 해석결과.

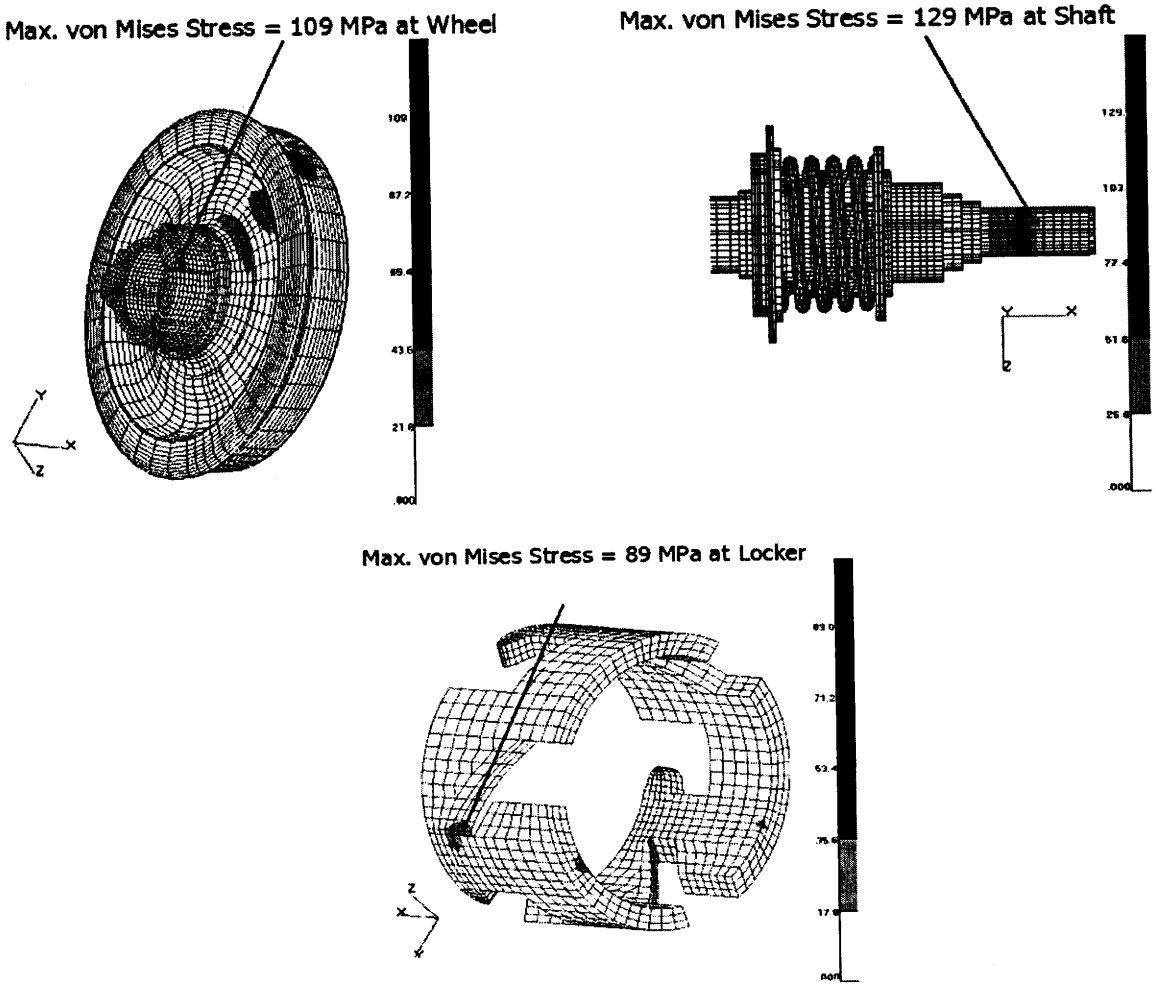


Fig. 5.109. 표준궤에서 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=45kN)의 해석결과.

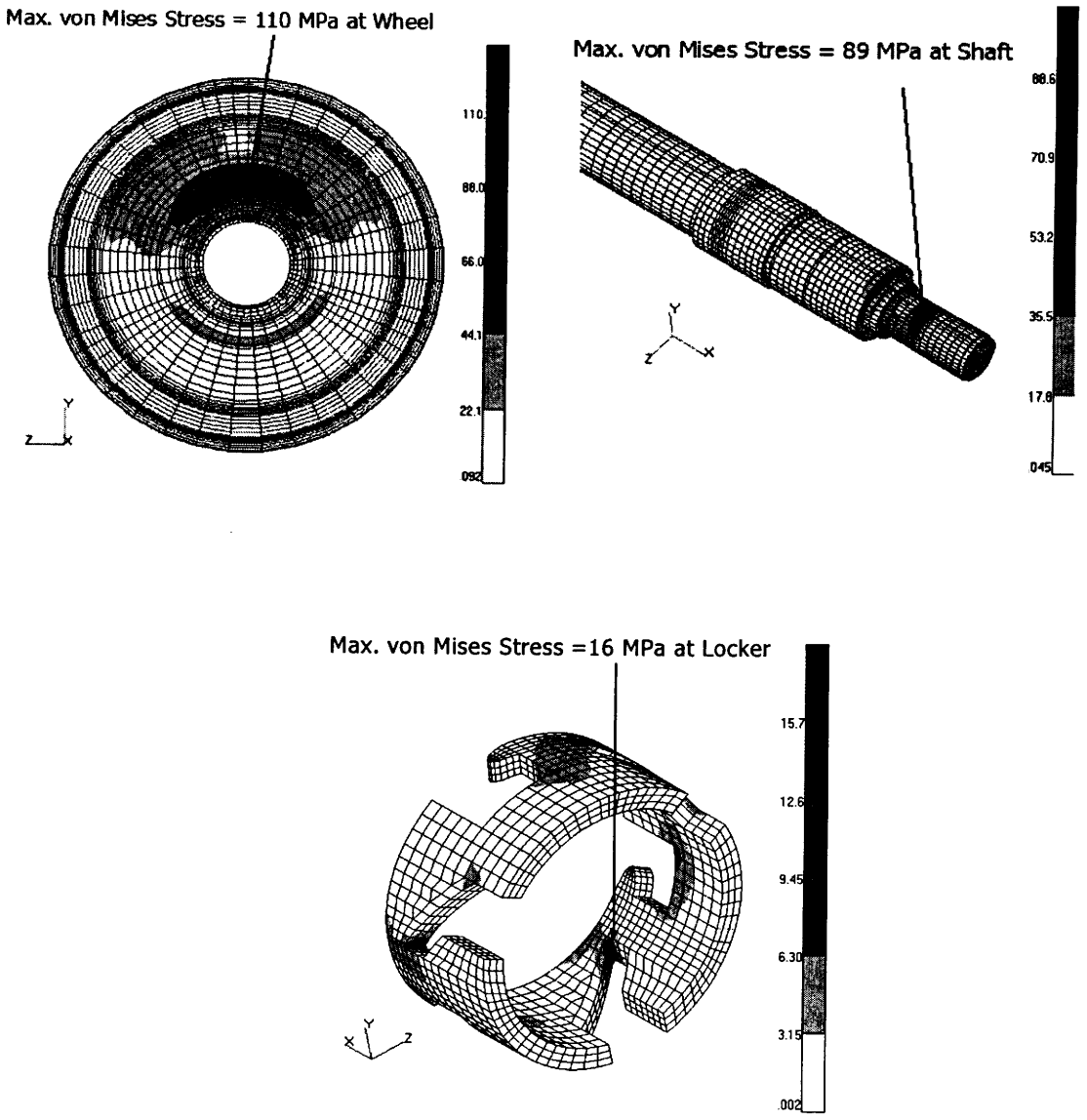


Fig. 5.110. 광궤에서 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN)의 해석결과.

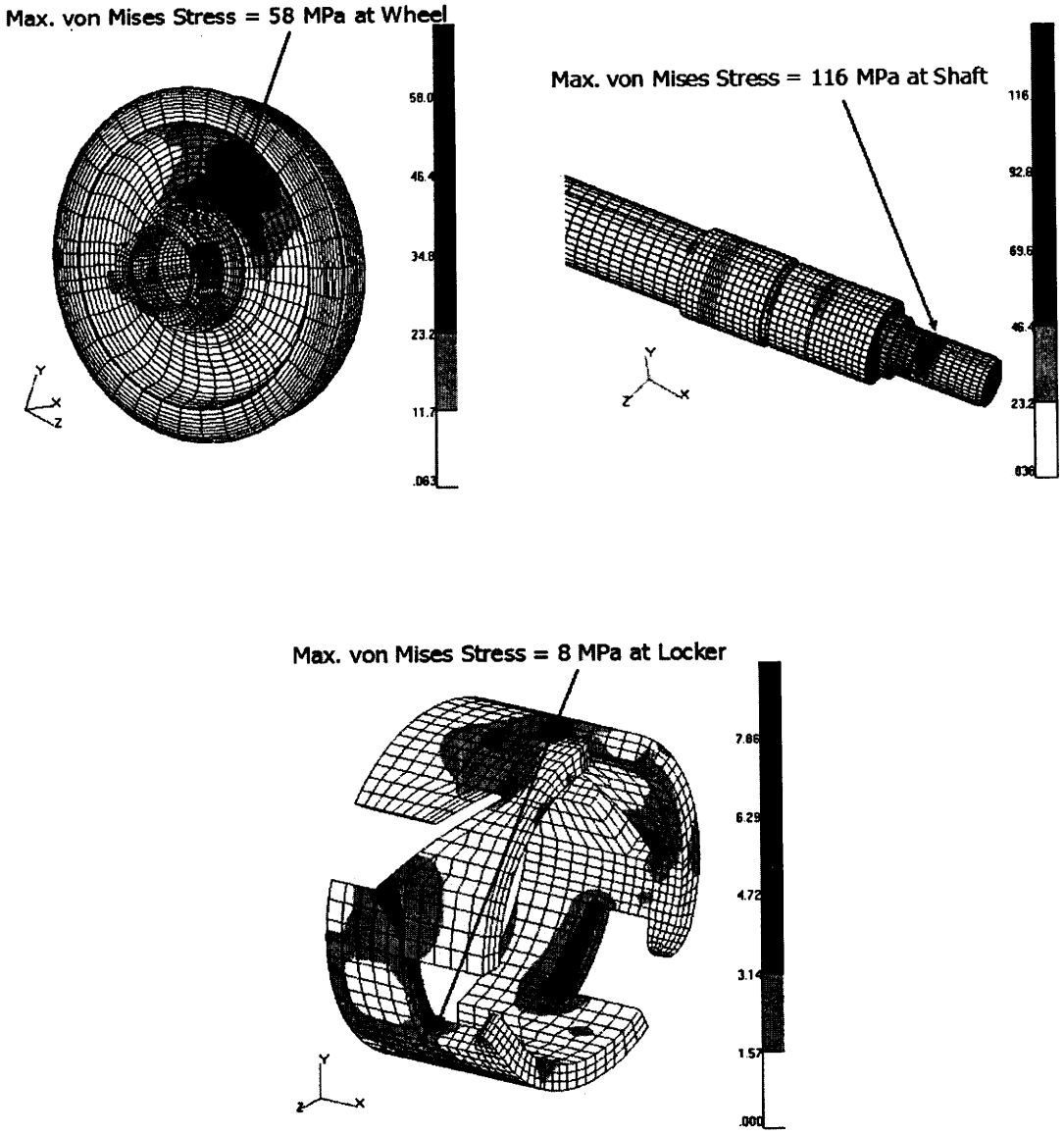


Fig. 5.111. 광궤에서 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=45kN)의 해석결과.

한편, 보수적인 정적설계의 안전 여유도(safety margin)를 검토하기 위해서는 각 부품의 안전계수를 평가한 것이 중요하다. 여기서 안전계수는 소재의 항복강도(yield strength)에 대한 최대 von-Mises 응력으로서, 이의 식은 아래와 같다.

$$\text{안전계수} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{allow}}$$

여기서 σ_y는 궤간 가변 윤축시스템의 각 부품들의 항복강도(Yield Strength)이며, σ_{allow}는 각 부품들에 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN, 45kN)을 부여하여 작용되는 응력으로 각 부품들의 최대 von-Mises 응력이다.

아래 표는 표준궤와 광궤에서 UIC 510-4에 준한 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=-45kN, -45kN)을 부여한 응력해석 결과를 이용하여 정적설계의 안전 여유도(safety margin)를 안전계수로 평가한 결과이다. 표에서 보는 바와 같이 궤간 가변 윤축시스템의 부품들은 최대 취약조건인 표준궤 최대하중 부여에서도 최소 2.3 이상의 안전계수를 가진다.

Table 5.26. 표준궤에서 최대하중(수직=183kN, 수평하중=-45 kN) 상태의 안전계수.

Gauge-Adjustable Wheelset System	Materials	Maximum von Mises stess [MPa]	Yield Strength [MPa]	Factor of Safety [S.F]
Locker	SF50A	45	330	7.3
Wheel	RSW1	109	420	3.9
Shaft	RSA1	100	295	3

Table 5.27. 표준궤에서 최대하중(수직=183kN, 수평하중=45 kN) 상태의 안전계수.

Gauge-Adjustable Wheelset System	Materials	Maximum von Mises stess [MPa]	Yield Strength [MPa]	Factor of Safety [S.F]
Locker	SF50A	89	330	3.7
Wheel	RSW1	61	420	6.9
Shaft	RSA1	129	295	2.3

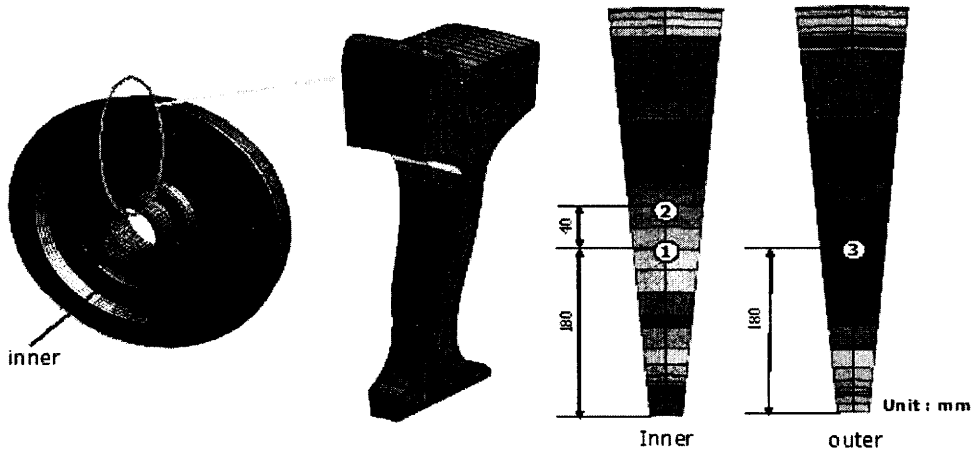
Table 5.28. 광궤에서 최대하중(수직=183kN, 수평하중=-45 kN) 상태의 안전계수.

Gauge-Adjustable Wheelset System	Materials	Maximum von Mises stess [MPa]	Yield Strength [MPa]	Factor of Safety [S.F]
Locker	SF50A	16	330	20
Wheel	RSW1	89	420	4.7
Shaft	RSA1	110	295	2.7

Table 5.29. 광궤에서 최대하중(수직=183kN, 수평하중=45 kN) 상태의 안전계수.

Gauge-Adjustable Wheelset System	Materials	Maximum von Mises stess [MPa]	Yield Strength [MPa]	Factor of Safety [S.F]
Locker	SF50A	8	330	41
Wheel	RSW1	58	420	7.2
Shaft	RSA1	106	295	2.5

이러한 궤간가변 윤축시스템의 표준궤 및 광궤에서의 응력 해석결과에 대한 정확성은 제 6장의 궤간가변장치 피로시험에 관한 절에서 측정한 값과 비교 검토하여 검증하였다. 그 값은 변형률 게이지를 이용한 표준궤에서의 정하중 시험 결과이다. 변형률 게이지는 차륜에 변형률 게이지를 축에서 반지름방향으로 140mm지점에 각각 40mm간격으로 내면2개, 외면에 1개를 부착하였다. 잠금기구에는 변형률 게이지를 플랜지 레버 끝이 접촉하는 부위와 차륜 그루브에 접촉하는 부분에 각각 1개씩 부착하였다.



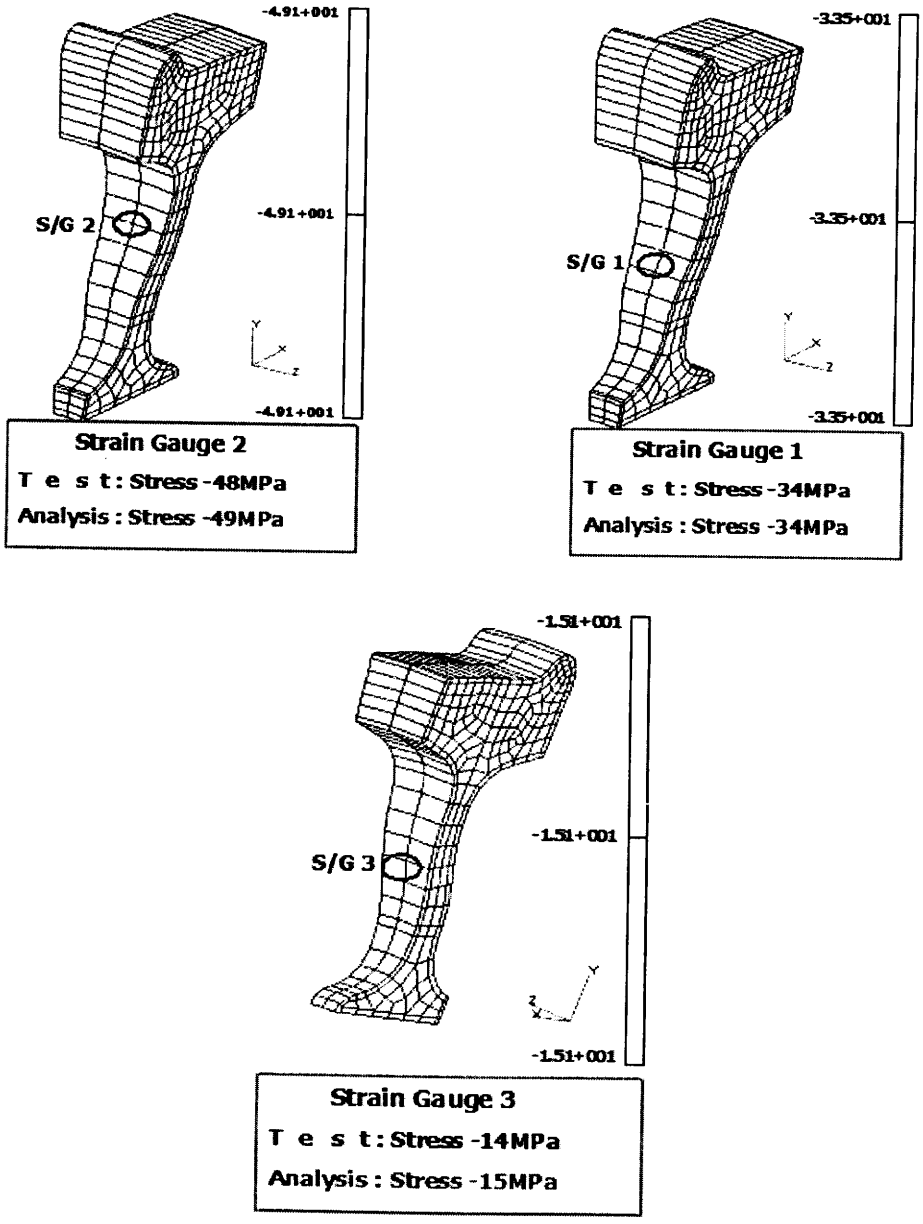
a) 차륜



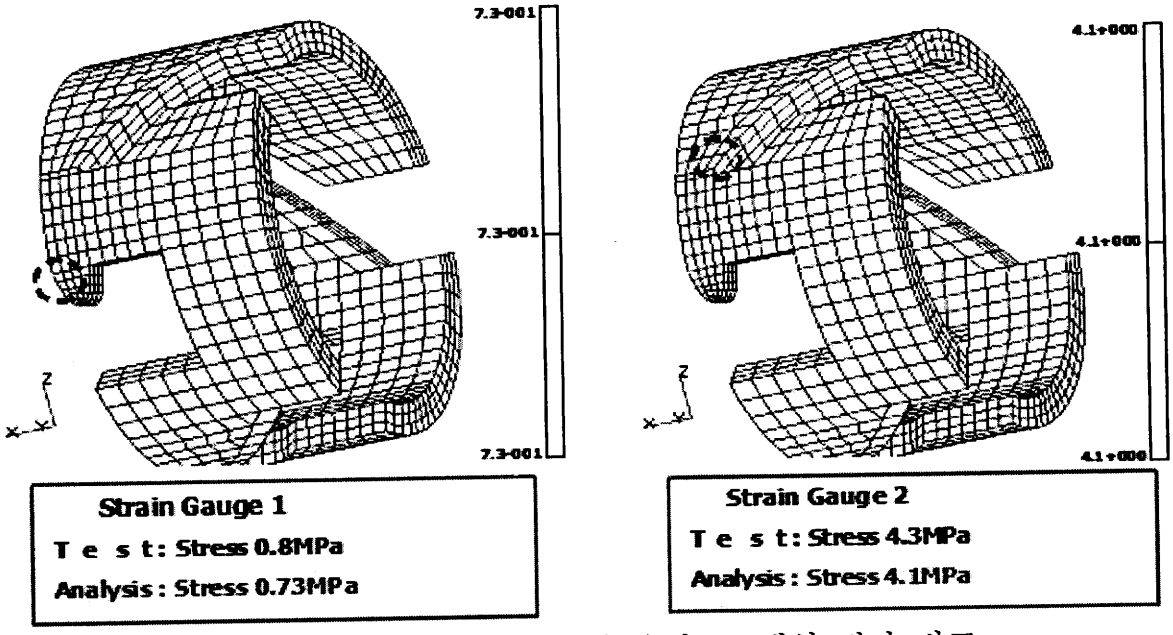
b) 잠금기구

Fig. 5.112. 정하중 시험에 대한 변형률 게이지 부착 위치.

아래 그림은 차륜의 정하중 시험과 응력해석 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 정하중 시험 결과는 변형률 게이지로 측정된 변형률로부터 차륜의 재질의 탄성계수 207GPa을 곱하여 나타낸 것이다. 차륜의 표준궤에서 최대하중(수직하중 =183kN, 수평하중=-45kN,)을 비교한 것으로 정하중시험결과와 유한요소해석결과는 오차 7 % 이내로 만족한다.



a) 차륜의 정하중시험과 유한요소해석의 결과 비교



b) 잠금기구의 정하중 시험과 유한요소해석 결과 비교

Fig. 5.113. 정하중 시험과 유한요소해석 결과 비교.

위 그림은 잠금기구의 표준궤에서 수평하중을 달리한 최대하중(수직하중=183kN, 수평하중=45kN,) 시 해석 및 시험결과를을 비교하여 나타낸 것이다. 정하중 시험결과와 유한요소해석결과는 오차 8% 이내로 만족한다. 아래 표는 궤간 가변 윤축시스템의 UIC 510-4에 준한 최대하중에서 정하중시험 결과와 응력해석 결과를 비교하여 정리한 것이다. 표에서 보는 바와 같이 정하중 시험과 유한요소해석 결과는 모두 10% 이내의 오차 범위를 나타내고 있다. 이런 오차는 정하중 시험에서 변형률 게이지가 정확하게 반지름 방향으로 부착이 쉽지 않기 때문에 약간의 오차가 발생한 것으로 보인다.

Table 5.30. 표준궤에서의 정하중시험과 차륜비교 (수직=183kN, 수평하중=45 kN).

	Test		Analysis		Rate (%)	Yield Stress [MPa]
Wheel	1	-34MPa	1	-34MPa	0	420
	2	-48MPa	2	-49MPa	2	
	3	-14MPa	3	-15MPa	7	

Table 5.31. 표준궤에서의 정하중시험과 잠금기구비교
(수직=183kN, 수평하중=45 kN).

	Test		Analysis		Rate (%)	Yield Stress [MPa]
Locker	1	-0.8 MPa	1	-0.7 MPa	8	330
	2	-4.3 MPa	2	-4.1 MPa	4	

이로써, 궤간 가변 윤축시스템의 응력해석은 정하중 시험과 비교 검토로 검증하였다. 이상의 결과로부터 UIC 510-4에 준한 궤간 가변 윤축의 유한요소해석을 이용한 응력해석은 변형률게이지에 의하여 얻어진 시험과 일치함을 알 수 있다. 따라서 응력해석결과는 궤간가변 윤축시스템의 피로해석 시뮬레이션에 입력 자료로서 사용된다.

6.3. UIC 규격에 준한 피로해석 결과 및 고온 피로강도

궤간가변 윤축의 내구성 해석을 위해서는 응력해석 결과 및 하중이력과 함께 재질의 피로특성치가 필요하다. 궤간가변 윤축시스템의 각 부품 재질의 S-N선도들은 궤간 가변 윤축시스템의 표준궤간 및 광궤 주행구간에서 UIC 510-4에 준한 내구성 해석의 피로특성 자료로서 사용된다. 각 재질에 대한 피로수명과 응력진폭의 관계식 및 재료상수들은 아래와 같다.

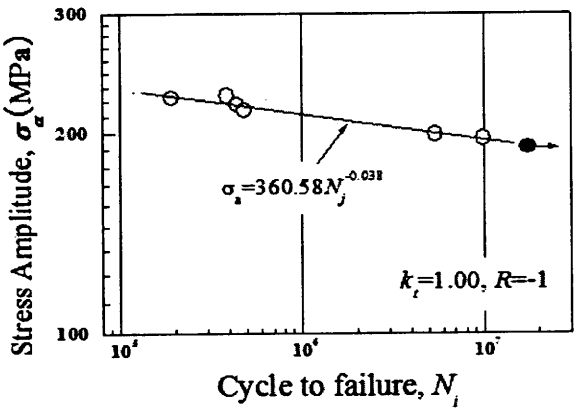
$$\sigma_{ar} = AN_f^b$$

여기서 σ_{ar}=응력진폭(stress range), Nf = 파손사이클수(cycles to failure), A, B는 재료상수(material constant)이다.

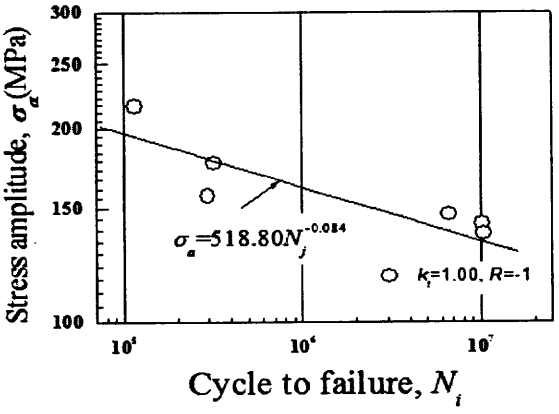
Table 5.32. 각 피로수명의 관계식에 대한 재질의 재료 상수.

Materials	*A*	*B*
SF50A	360.58	-0.038
SC410	518.08	-0.084
RSW1	467.74	-0.015
RSA1	495.79	-0.039
SUP9	734.51	-0.0292

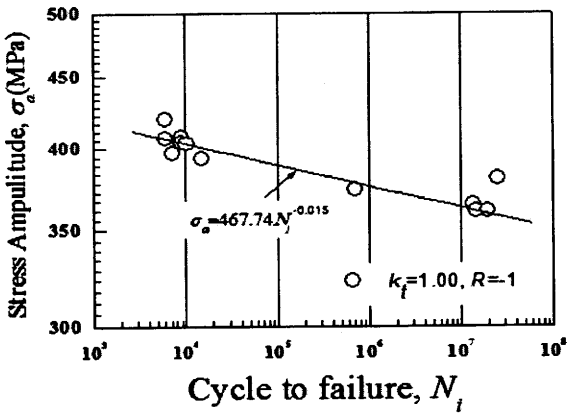
Reference : Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials, JSMS (1996)



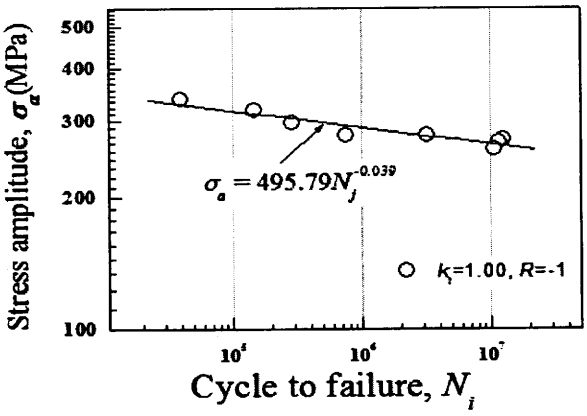
(a) SF50A S-N Curve



(b) SC410 S-N Curve



(c) RSW1 S-N Curve



(b) RSA1 S-N Curve

Reference : Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials, JSMS (1996)

Fig. 5.114. 궤간가변 윤축시스템 소재의 S-N Curve.

Fig. 5.115는 SCM435 및 S45C 강의 피로강도를 온도변화에 대하여 나타낸 것이다. 이들 강의 피로강도는 온도가 상승함에 따라 저하하는 경향을 보이고 있으나 50℃에서의 저하율은 상온에 비하여 약4%로 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 또한 Fig. 5.116은 상온 및 200℃에서 실험한 중탄소강 S30C의 피로수명에 대한 피로강도를 나타낸 S_N 곡선이다. 이들 그림에서 Nf=105 cycles 에서의 피로강도는 온도변화에 관계없이 220~330MPa 로 거의 일정한 값을 나타내고 있다.

이상의 결과로부터 50℃ 부근에서의 강의 피로강도는 상온의 피로강도에 비하여 약간 저하하거나 또는 거의 같은 값이라고 할 수 있다.

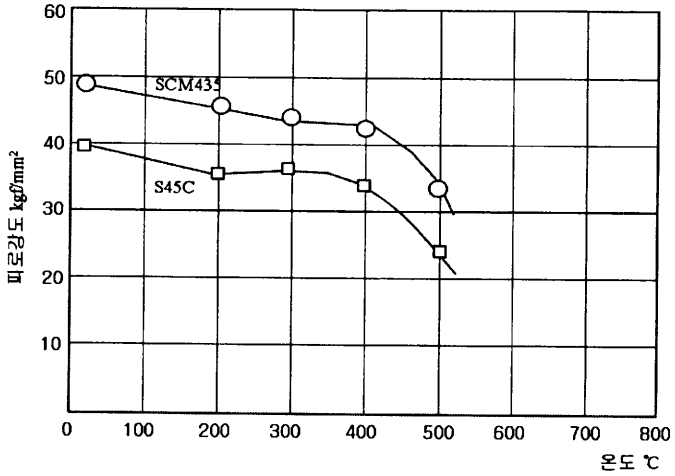
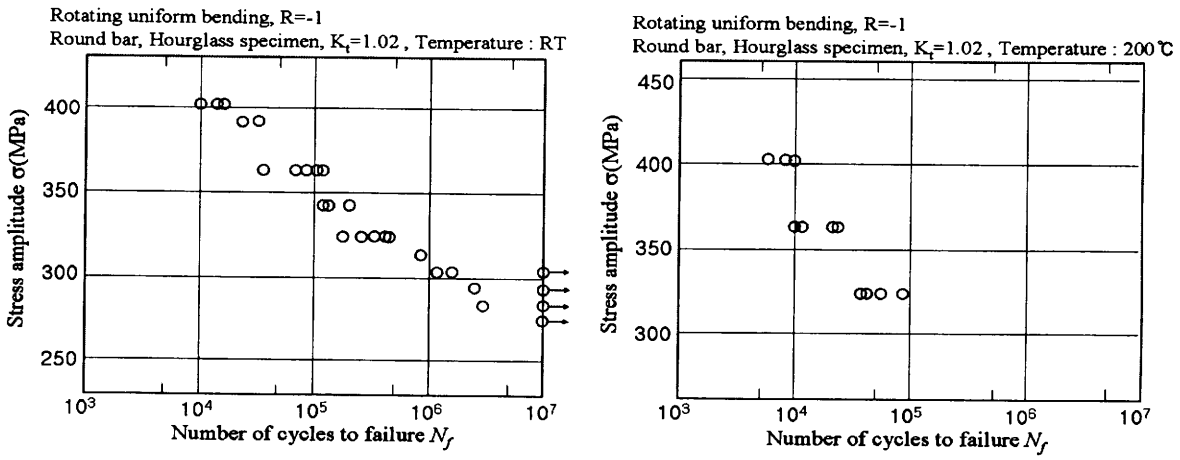


Fig. 5.115. 피로강도와 온도곡선.



Reference : Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials, JSMS (1996)

Fig. 5.116. 궤간 가변 윤축시스템 소재의 S-N Curve.

내구성 해석 시뮬레이션은 소프트웨어 MSC.SOFTWARE 2006를 사용하여 수행되었다. 본 절에서 사용한 내구성 해석 시뮬레이션은의 피로해석 접근 방법은 응력-수명접근방법이다. 그리고 해법변수설정 메뉴는 평균응력의 피로수명에 영향을 미치는 인자들을 선택하였으며, 재질선택, 피로특성을 선택 및 입력하였다. 하중정보 메뉴는 동적해석 입력자료 또는 실물시험자료 등의 하중이력을 입력하는 것이다.

본 절의 내구성 해석에서 사용되는 하중이력은 표준궤와 광궤 주행구간에서의 UIC 규격이다. 표준궤 주행구간에서 궤간 가변 윤축시스템의 부품들에 대한 내구성 해석을 수행한 결과, 앞에서 본 바와 같이 최대 von-Mises 응력으로부터 내구성 평가를 검토할 때, 궤간 가변 윤축시스템의 모든 부품은 10^7 cycles까지는 안전하다.

평균응력에 대한 영향을 Goodman수식을 통하여 응력에 대한 안전계수로 다음과 같이 평가하여 나타내었다.

$$\text{안전계수} = \frac{S_n}{\sigma_a}\left[1-\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)\right]$$

여기서 σ_m=평균응력(Mean Stress)이며, σ_u= 인장강도(Tensile Stress)이다. 궤간가변 윤축시스템은 평균응력에 대한 영향을 고려한 안전계수측면에서도 10^7 cycles까지는 안전하다.

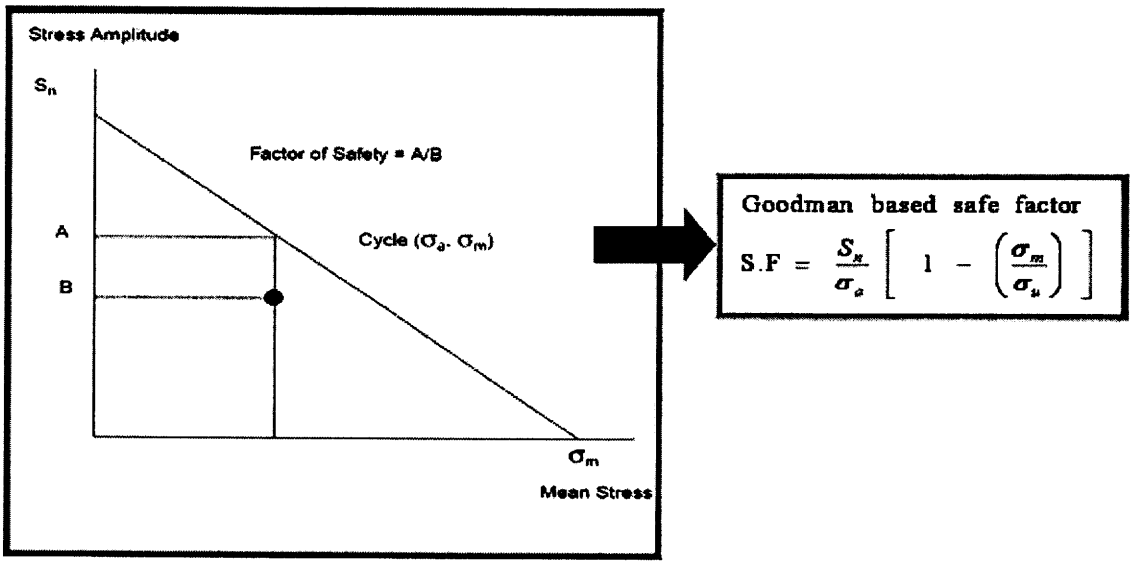
아래 표는 궤간가변 윤축시스템 주요 부품의 평균응력 효과를 고려한 안전계수를 나타낸 것이다. 표에서 보는 바와 같이 궤간 가변 윤축시스템의 주요구성품인 차륜, 축, 잠금기구의 안전계수는 표준궤에서 UIC 510-4에 준한 최대 하중 하에서 2.7이상이다. 그러므로 주행구간에서 이 윤축시스템이 정상적인 작동을 한다면, 이 시스템의 부품들은 내구성 측면에서 10^7 cycles까지 안전하다.

Table 5.33. 표준궤간 주행구간에서의 응력에 대한 피로 안전계수
(수평하중=183kN, 수직하중=45kN)

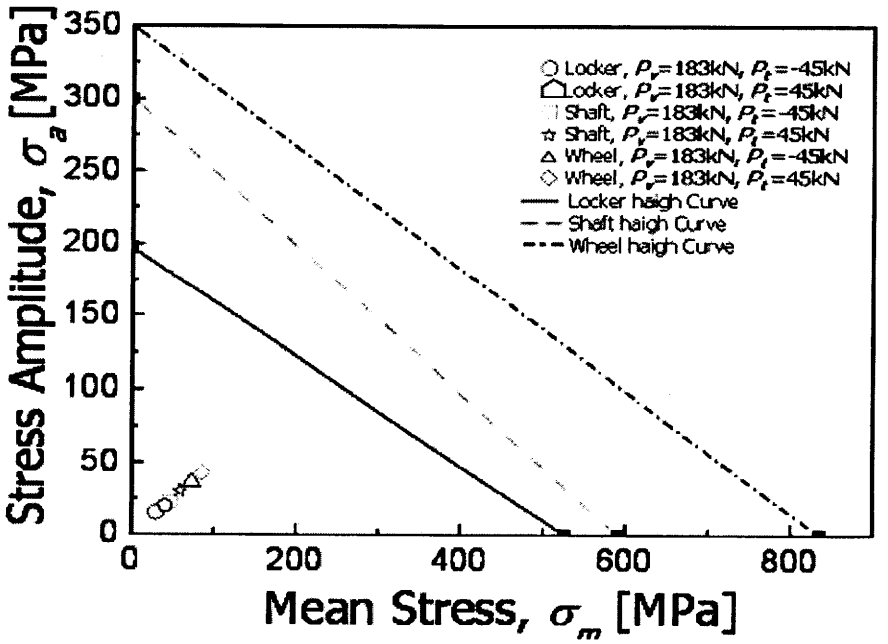
Part	Materials	Mean Stress [MPa]	Stress Amplitude [MPa]	Tensile Strength [MPa]	Safety Factor
Wheel	RSW1	18	44	835	5.9
Shaft	RSA1	38	92	590	2.7
Locker	SF50A	26	63	526	2.9

Table 5.34. 표준궤간 주행구간에서의 응력에 대한 피로 안전계수
(수평하중=183kN, 수직하중=-45kN)

Part	Materials	Mean Stress [MPa]	Stress Amplitude [MPa]	Tensile Strength [MPa]	Safety Factor
Wheel	RSW1	32	77	835	3.3
Shaft	RSA1	29	71	590	3.2
Locker	SF50A	13	32	526	6



a) Goodman의 안전계수 의미



b) 평균응력과 응력진폭과의 관계

Fig. 5.117. 궤간가변 시스템의 응력에 대한 피로 안전계수.

제 7 절 궤간가변 압축스프링 부품 설계 및 시험

7.1. 압축스프링 설계 개요

본 궤간가변 윤축의 부품들 중에서 변형을 이용하는 부품은 압축스프링이다. 압축스프링은 주행 시 플랜지를 스프링 탄성력에 의해서 축 중심 방향으로 누르도록 이미 압축 변형되어 장착된다. 궤간 변환 중에는 릴리즈 레일에 의해 밀린 플랜지에 의해 압축스프링은 더욱 압축 변형된다. 궤간 변환에 의해 압축스프링은 수축과 이완을 반복하게 된다. 특히, 대륙철도의 극한 환경에서도 이러한 작동이 무리 없게 되어야 한다. 본 과제에서는 혹시라도 압축스프링이 파손될 경우를 대비하여 안전장치로서 플랜지 걸림쇠부 (Safety Catch)를 추가하였으나, 이것은 주행 중 탈선 사고 등을 대비한 것이며 압축스프링이 파손되면 궤간가변의 본래 역할을 수행할 수 없다.

따라서 본 장치의 신뢰성 있는 작동을 보장하기 위해서는 이러한 작동환경 하에서 압축스프링의 구조적인 건전성이 확보되어야 하며 본 절에서는 잠금기구를 잠그고 플랜지를 리턴 시키는 압축스프링 부품에 대한 기본 설계 절차를 다룬다.

축 방향의 하중 하에 압축코일의 평형반지름을 r이라 하고 평균지름을 D라 하면 $2r = D$이고, 스프링에는 $T = Pr = P \cdot \frac{D}{2}$의 비틀림 모멘트가 발생한다.

$$T = Pr = \frac{\tau\pi d^3}{16} \tag{7.1}$$

스프링의 단면에 작용하는 평균 전단응력이 구해지나 설계의 응력은 평균 전단응력 값보다 크다. 즉 스프링 단면에는 평균 전단응력 이외에 직접적인 전단력, 코일방향의 압축력 및 굽힘 응력 등이 작용하고, 코일의 굽힘을 고려하여 복잡한 응력의 분포상태가 된다. 이로부터 식 (7.1)을 보정하여 수정계수 K를 곱하여 식 (7.2)와 같이 수정한다.

$$\tau = \frac{16rP}{\pi d^3} = \frac{8D}{\pi d^3}P = \frac{8C}{\pi d^2}P = \frac{8C^3}{\pi D^2}P \tag{7.2}$$

단, $\frac{D}{d} = \frac{2r}{d} = C$이고, C를 스프링지수라 한다.

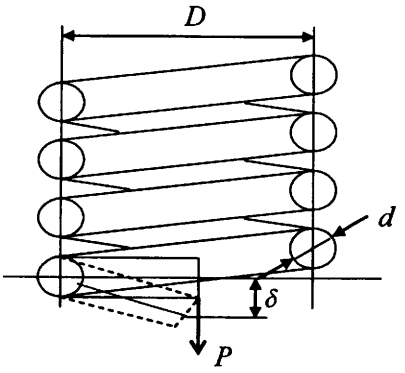


Fig. 5.118. 압축코일 스프링.

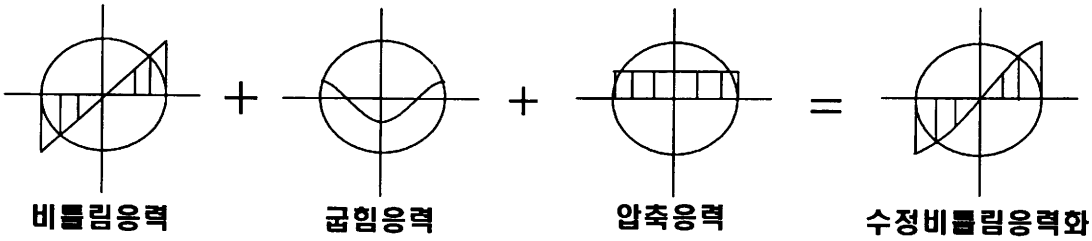


Fig. 5.119. 코일 스프링의 단면에 있어서 응력분포상태.

Table 5.35. C에 대한 K의 값.

D/d	4.0	4.25	4.5	4.75	5.0	5.25	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
K	1.39	1.36	1.34	1.32	1.30	1.28	1.27	1.24	1.22	1.20	1.18	1.17	1.16	1.15

이로부터 식 (7.2)는 수정계수 K로 수정하면 식 (7.3)과 같이 된다.

$$\tau = K\frac{16rP}{\pi d^3} = K\frac{8D}{\pi d^3}P = K\frac{8C}{\pi d^2}P = K\frac{8C^3}{\pi D^2}P \tag{7.3}$$

K는 Wahl의 수정계수라 하고, 이는 식 (7.4)와 같이 스프링지수 C의 함수이다.

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad \text{혹은} \quad K = \frac{C}{C-1} + \frac{1}{4C} \tag{7.4}$$

위 Table은 $\frac{D}{d} = C$에 대한 K의 값을 표시한 것이다. 코일 스프링에서는 평균지름 $D=2r$에 비하여 소재의 지름 d가 크게 되면, 굵은 소재를 작은 지름으로 감는 것이 되므로 제작할 때 파상이 생기기 쉽다. 따라서 $C=\frac{D}{d}$를 4이하로는 잡는 것은 좋지 못하다. 이 스프링지수 C의 값은 코일 스프링의 실제의 계산에서는, 이론적인 계산공식을 수정해서 사용하는 경우에 고려하지 않으면 안 되는 중요한 값이다. 그리고 이 K의 값은 아래 그림과 같이 C의 값이 작게 됨에 따라 갑작스럽게 크게

되므로 굵은 소재를 작은 지름에 감을 경우에 전단응력이 크게 되므로 앞에서 말한 바와 같이 $2r/d = C$를 너무 작게 하지 않는 것이 좋다.

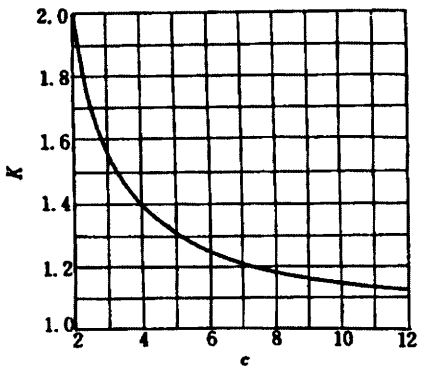


Fig. 5.120. 와알(wahl)의 응력수정계수.

탄소강 압연재의 압축코일 스프링에 대한 허용응력은 $d > 13$[mm]에서는 $35 \sim 55$[kgf/mm^2], $d < 13$[mm]에서는 $45 \sim 65$[kgf/mm^2], 합금강에서는 이것보다 20% 정도 크게 취한다. 그리고 철사의 경우에는 피아노선 $75 \sim 80$ [kg$_f$/mm^2], 강선 $60 \sim 75$[kgf/mm^2], 인청동 $20 \sim 24$[kgf/mm^2] 이고 선이 가늘수록 크게 취한다. 단, 위의 값은 모두 정적 하중의 값이므로 반복 또는 충격하중이 작용하는 경우에는 그 값들의 50% 정도의 값을 사용하는 것이 안전하다. 즉 내연기관의 밸브 스프링과 같이 고속도의 반복하중을 받는 것은 외부에서 작용하는 진동과 스프링의 고유진동의 주기가 일치하여 서어징이라는 공진현상이 생기며, 큰 응력이 생겨 스프링이 파손되는 수가 있으므로 미리 허용응력을 작게 취하는 것이 좋다.

인장코일 스프링에서는 접착에 의한 안전성이 없으므로 20% 정도 낮은 허용치를 사용하고 보통 $30 \sim 55$[kgf/mm^2]의 범위로 취하면 될 것이다. 일반적으로 비틀림에 의한 원봉의 비틀림각(루각) Θ는 식 (7.5)와 같이 표시된다.

$$\theta = \frac{Tl}{GI_p} \text{ [rad]} \tag{7.5}$$

여기서, T는 비틀림 모멘트, l은 길이, G는 횡탄성계수 그리고 I_p는 축에 대한 극관성 모멘트이다.

코일 스프링에서는 $l = 2\pi rn$, $I_p = \frac{\pi}{32}d^4$, $T = P \cdot r$이므로 식(5.5)에 대입하여 식 (7.6) 및 (7.7)을 얻는다.

$$\theta = \frac{64nr^2P}{Gd^4} \tag{7.6}$$

$$\delta = \frac{64 \cdot nr^3P}{Gd^4} \tag{7.7}$$

$2r=D$, $\frac{D}{d}=C$라 하면, 식 (7.8)과 같다.

$$\delta=\frac{8nD^3}{Gd^4}P=\frac{8nC^3}{Gd}P=\frac{8nC^4}{GD}P \tag{7.8}$$

스프링상수 k는 식(7.9)와 같이 표시된다.

$$k=\frac{P}{\delta}=\frac{Gd^4}{8nD^3}=\frac{Gd}{8nC^3}=\frac{GD}{8nC^4}=\frac{Gd^4}{64nr^3} \tag{7.9}$$

휨 δ의 경우 스프링에 저축되는 에너지 U는 식(7.10)으로 구해진다.

$$U=\frac{P\delta}{2}=\frac{32nr^3P^2}{Gd^4}=\frac{V\cdot\tau^2}{4K^2G} \tag{7.10}$$

V는 스프링의 대강의 체적이고, 식 (5.11)과 같다.

$$V=\frac{\pi d^2}{4}\cdot 2\pi rn \tag{7.11}$$

따라서 단위체적마다에 흡수되는 에너지를 크게 하려면 좋은 재료를 사용하여 τ를 크게 취하고 또 K를 작게, 즉 $C=\frac{D}{d}=\frac{2r}{d}$를 크게 할 필요가 있다. 그리고 $\delta=\frac{8nD^3P}{Gd^4}$에서 횡탄성계수 G의 값은 재료의 종류에 따라 다른 값을 가진다.

압축스프링에서는 양단이 축에 직각이 되도록 자리를 만들고 스프링의 굽힘을 방지한다. 따라서 자리의 부분에서는 소재의 일부가 서로 접촉한다. 이 접촉하는 부분은 $\frac{3}{4}$감기, 1감기, $1\frac{1}{2}$감기로 제작한다. 이 자리의 부분을 제거하여 스프링으로 유효하게 작용하는 부분을 유효부분이라 하고, 그 부분의 감은 수를 유효권수라 한다.

설계응력은 정하중, 동하중에 따라 다르지만, 정하중을 받은 압축코일 스프링에서 밀착응력 및 시험하중 시의 응력은 허용응력 값을 넘어서는 안 된다. 상용응력의 최대값은 허용응력의 80% 이하로 하는 것이 좋다.

동하중에 대한 허용응력은 피로한도선도를 구하여 안전한 평균응력, 응력진폭을 정해야 된다. 그리고 표면상태 등 피로강도에 미치는 여러 가지 영향을 고려하여 결정해야 되고, 정하중의 응력보다는 훨씬 낮게 취해야 된다.

실험결과에 의하면, 표면상태가 좋은 양진 비틀림 피로한도 τ_{f_2}는 재료의 인장강도 σ_e로부터 식 (7.12)과 같은 범위에 있다.

$$\tau_{f2}=(0.22\sim 0.37)\sigma_e \tag{7.12}$$

편진 비틀림 피로한도 τ_{f1}은 다음과 같은 범위에 있다.

$$\tau_{f1}=(0.83\sim 0.93)\tau_{f2} \tag{7.13}$$

압축코일 스프링의 설계 흐름도를 아래 그림에 나타내었다. 그림에서 번호는 설계순서를 의미한다. 그리고 본 연구에 사용되는 궤간가변용 스프링은 "KS B 2400-1997"에 준하여 설계하였다.

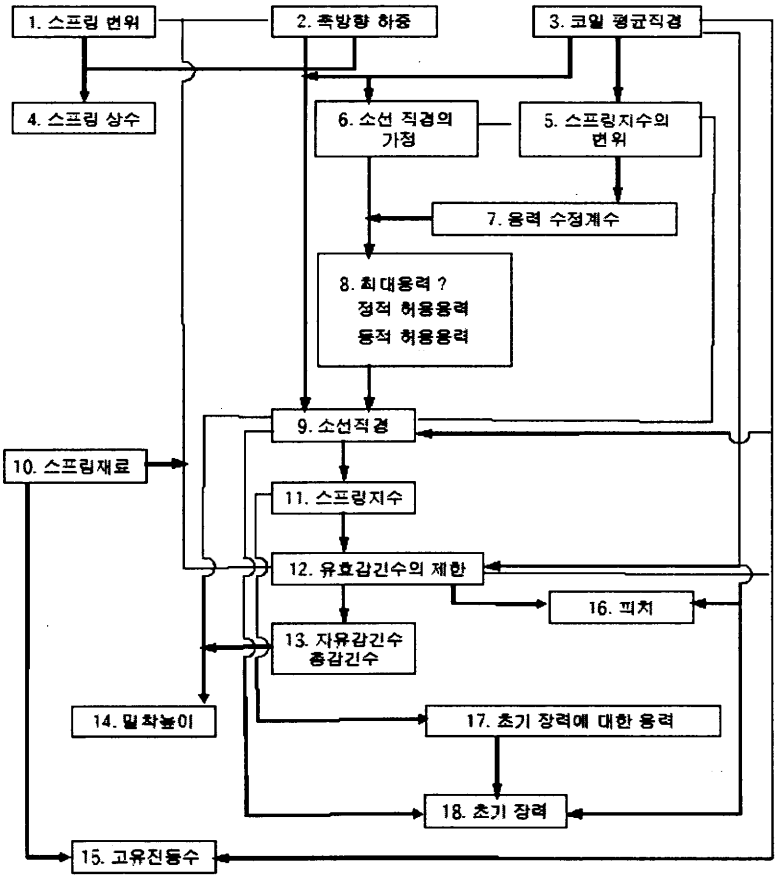


Fig. 5.121. 압축 스프링 설계 순서도.

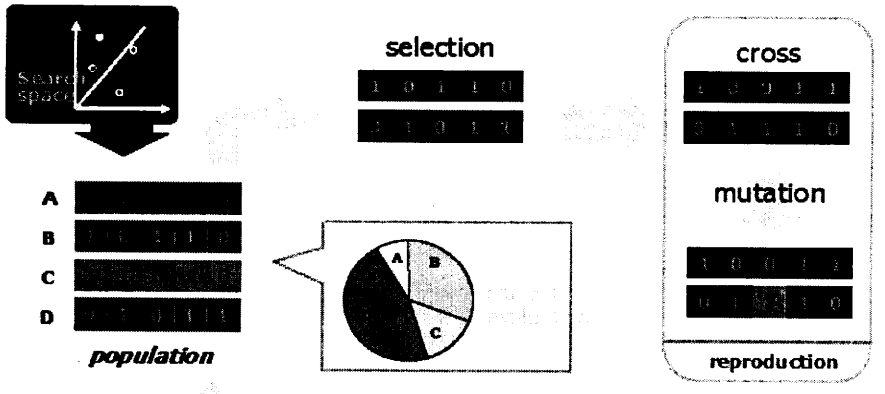
7.2. 궤간가변 압축스프링의 최적설계

본 과제에서는 궤간가변용 압축코일스프링의 안전성 및 경제성을 함께 고려한 형상설계를 위하여 유전자 알고리듬(genetic algorithm)을 이용하여 설계하고자 한다. 유전자 알고리듬은 1975년 미국 미시간 대학의 John Holland 교수가 세포의 작용을 연구하던 중 제안한 것으로서, 생물학계의 적자생존 원리 즉, 자연도태 원리를 기초로 한 것이다. 이는 생물의 유전과 진화알고리즘을 공학적으로 모델화하여 문제해결이나 시스템의 학습 등에 응용하려는 알고리즘으로서, 진화적 알고리즘(evolutionary algorithm)이라고도 한다. 최근에는 Job shop scheduling, 훈련신경회로망, 이미지 특징 추출 및 인식, 최적화 문제 등에서도 응용되고 있다.

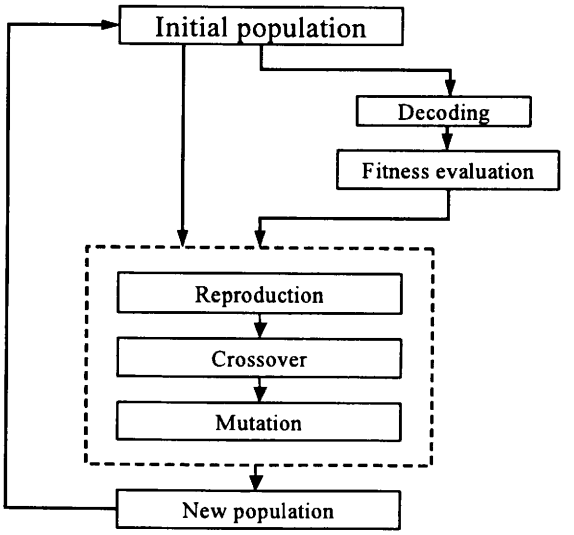
유전자 알고리듬은 자연선택과 유전론에 근거하여 개발된 전역적인 최적화 설계

방법 (global optimal design methodology)이며, 이 알고리듬은 최적화하려는 목적함수에 대하여 미분할 필요 없는 전역적인 최적 알고리듬이다. 기존 최적설계 알고리듬은 대부분 구배 (gradient)에 근거한 최적화 알고리듬으로 최적값을 찾지만, 이의 한계점은 비연속적 이거나 다중 극점을 가진 목적함수의 최적화 문제를 해결할 수 없다. 그러나 유전자 알고리듬은 이러한 단점을 극복한 것이다

아래 그림은 유전자 알고리듬을 이용한 일반적인 최적화 과정에 대한 흐름도이다. 초기 개체군 (initial population)은 최적화 문제에 대한 가능한 해집단을 의미하며, 각 가능한 해를 개체 (individual)라 한다.



(a) 알고리듬 계통도



(b) 알고리듬 순서도

Fig. 5.122. 유전자 알고리듬의 순서도.

각 개체는 일반적으로 랜덤하게 발생된 "0"과 "1"의 조합으로 코드화 된 이진 스트링 (binary string)이다. 여기서 이진 스트링은 가능한 해를 코드화 (coding)한 것으로 본 과제에서는 스프링 설계에 직접적인 영향을 주는 변수들로써, 소선지름, 코일의 안지름 및 총 감김수이다. 이진 스트링으로 표현되어 있는 변수 값은 개체들 간의 유전자 정보 교환에 효과적이지만, 최적화 문제에 대입하여 적합도를 평가하기 위해서는 실수 값으로 변환되어야 한다. 일반적인 최적화 알고리듬이 한 개의 시작점을 기준으로 탐색을 진행하지만, 유전자 알고리듬은 최적화 문제에 대한 가능한 해로 이루어진 일정한 크기의 개체군을 발생시킨 후에 탐색을 시작한다. 해 집단의 크기는 유전자 알고리듬의 최적화 성능에 영향을 주는 중요한 인자 중 하나이며, 개체수가 많아질수록 많은 시뮬레이션 횟수가 필요하다.

디코딩 (decoding)은 이진 스트링으로 코드화되어 있는 입력 변수를 실수 값으로 변환하는 과정이다. 예를 들면, 설계 변수 x_i의 탐색 영역은 $[x_i^{\min}, x_i^{\max}]$ 이고, 스트링 길이(string length) L_i가 이진 스트링으로 표현된다면, 설계 변수 x_i의 실수값 $x_{i,r}$은 다음과 같다.

$$x_{i,r} = \frac{x_{i,\max} - x_{i,\min}}{2^{L_i} - 1} x_{i,b} + x_{i,\min} \tag{7.14}$$

여기서 $x_{i,b}$는 이진 스트링을 십진수로 변환한 값이다. 식 (7.14)로부터 이진 스트링으로 표현된 각 개체는 실수 값으로 변환하고, 각 설계 변수에 대하여 최적화 문제에 대입하여 최적점을 찾는다.

적합도 평가 (fitness evaluation)는 유전 알고리듬에서 각 개체의 생존을 결정하는데 사용된다. 각 문제에 대한 적합도가 큰 개체일수록 더 좋은 해를 의미하므로 적합도 함수는 사용자가 최대화하기를 원하는 목적 함수를 의미한다. 본 과제에서는 코일스프링의 안정성에 대한 비틀림 응력(torsion stress)과 경제성에 대한 스프링부피 (spring volume)를 적합도 함수로 결정하였으며, 설계변수들 (소선지름, 코일의 안지름 및 총 감김수)로부터 적합도를 계산하였다.

다음 단계에서는 각 개체의 적합도와 이진 스트링으로 이루어진 개체들 사이의 정보 교환을 이용하여 다음 세대의 개체군을 만드는 과정이다. 이 개체군은 유전 연산자인 재생산(reproduction), 교차(crossover), 돌연변이(mutation)를 이용하여 결정된다.

재생산은 각 개체들이 자신의 적합도에 따라 복제되는 과정이다. 이 연산 과정을 통하여 적합도가 높은 개체가 적합도가 낮은 개체보다 다음 세대에 더 많은 인공 자손을 생산하게 되고, 이것은 주어진 환경에 잘 적응하는 개체만 살아남는다는 다윈의 적자생존의 원리를 설명하고 있다. 그리고 이를 구현하기 위한 방법 중에서 본 논문에서는 룰렛 휠(roulette wheel) 선택 방법을 이용했다.

n 개의 개체로 이루어진 개체군에서 개체 i 의 적합도 값이 f_i이고, 전체 개체의

적합도 값의 합이 $\sum_{i=1}^{n} f_i$ 이며, 평균 적합도 값이 f_m 이라고 가정하자. 이로부터 개체 i 가 선택될 확률은 $f_i / \sum_{i=1}^{n} f_i$ 이고, 개체 i 는 평균적으로 f_i / f_m 개의 자식을 복제하게 된다. 따라서 평균 적합도 이상의 적합도를 가진 개체는 한 개 이상의 자식을 복제할 수 있으며, 평균 적합도 이하의 적합도를 가진 개체는 자식을 복제하지 못할 확률이 높다. 그러나 아무리 적합도가 낮은 개체일지라도 $f_i / \sum_{i=1}^{n} f_i$ 만큼의 선택 확률이 존재한다. 이러한 선택법은 개체군의 다양성이 급속도로 저하되는 것을 방지함으로써 좋은 해를 찾기 전에 수렴 (premature convergence)하는 것을 피할 수 있다. 이 선택 방법에 의해 선택된 개체는 교차풀 (mating pool)에 저장된다.

교차는 자연계의 생물체가 유전자를 교환하면서 자손을 생산하는 것을 모방한 연산자로 3단계로 진행된다. 첫째, 교차풀로부터 두개의 스트링을 랜덤하게 선택한다. 둘째, 교차위치를 랜덤하게 선택한다. 셋째, 교차위치를 기준으로 일부 스트링을 교환한다. 이 과정을 통해 개체사이의 정보가 결합되어 새로운 개체가 만들어진다. 이런 교차는 모든 스트링에 대하여 이루어지는 것이 아니고 교차율(crossover rate)에 의하여 제한된다.

재생산과 교차는 개체들이 현재 가지고 있는 정보만으로 이용하는 것이지만, 돌연변이는 현재 개체 집단에 존재하지 않는 정보를 제공해 주는 과정이다. 이 연산 과정은 스트링 중에서 임의의 비트 값을 반전시킴으로써 수행된다. 다시 말하면 0인 비트 값은 1로 반전되고 1인 비트 값은 0으로 반전된다는 것을 의미한다. 이 과정은 과거의 재생산과 교차에 의해 잃어버린 정보를 다시 찾거나 초기 개체군에 들어있지 않은 정보를 제공한다. 이러한 연산과정으로부터 찾고자 하는 해가 지역적인 극값으로 수렴하는 것을 방지하지만, 이는 돌연변이율(mutation rate)에 의해 제한을 받는다.

이상의 내용을 종합하면, 유전 알고리듬의 성능에 영향을 미치는 제어인자는 개체수, 교차율, 돌연변이율이다. 본 연구에서는 가능한 적은 개체수에서 양호한 결과를 얻기 위하여 Reeves의 연구에 준하여 제어인자를 설정하였다.

본 연구에서 스프링강재로 선택한 재질은 SUP9강(JIS G 4801 spring steel)이다. 이 재질은 일반적으로 차량용 스프링 소재로서 사용되는 것이다. 아래 표에서 표에서 시험값은 6회에 걸쳐 스펙트로 분광법에 의하여 수행한 결과의 평균치이며, JIS규격치와 참고문헌도 함께 정리하였다. 또한 SUP9강의 JIS규격치에 대한 기계적 특성도 정리하였다.

Table 5.36. 화학적 성분.

Materials	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr
Specification*	0.52~0.60	0.15~0.35	0.65~0.95	0.035 >	0.035 >	-	-
JSME**	0.57	0.25	0.50	0.015	0.02	0.01	0.02
Test	0.57	0.264	0.047	0.0131	0.065	-	0.0065

*JIS 규격: SUP 9 steel

**: Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials, JSME

Table 5.37. 기계적 성질.

Material	Yield Strength [MPa]	Tensile Strength [MPa]	Elongation [%]
Specification*	1079 <	1226 <	10 <
JSME**	1275	1324	47

*JIS 규격: SUP 9 steel

**: Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials, JSME

소재의 기계적 특성 평가를 위한 인장시험은 KS B 0802에 준하여 수행하였다. 아래 그림은 인장시험편의 형상을 나타낸 것이다. 상온(293K) 및 저온(213K)하에서 기계적 특성은 각각 3개의 시험편으로 평가하였다.

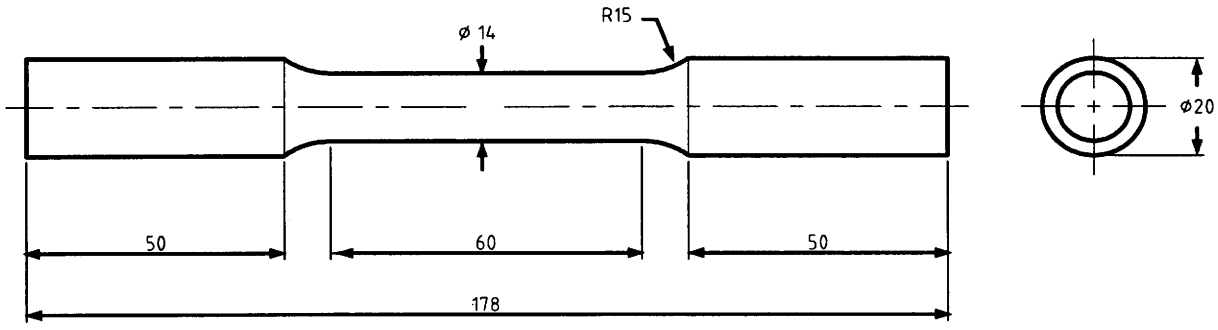


Fig. 5.123. 인장시험편.

아래 그림은 본 연구에 사용되는 스프링 소재 SUP9강에 대한 저온 및 상온하에 응력-변형률 선도 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 실선(—)과 점선(- - -)은 각각 293K 및 213K하에서 얻어진 결과이다. 293K 및 213K에서 인장강도는 각각 1228MPa 및 1245MPa이다. 온도의 감소에 따라 인장강도는 17MPa정도 상승하였지만 연신률은 7%저하하였다. 그러나 이러한 변동은 상온의 소재규격(JIS G 4801)에 적합하므로 저온 하에서도 본 소재 선택에는 무리가 없다고 사료된다. 참고로 아래 Table은 본 재료의 기계적 특성을 정리한 것이다.

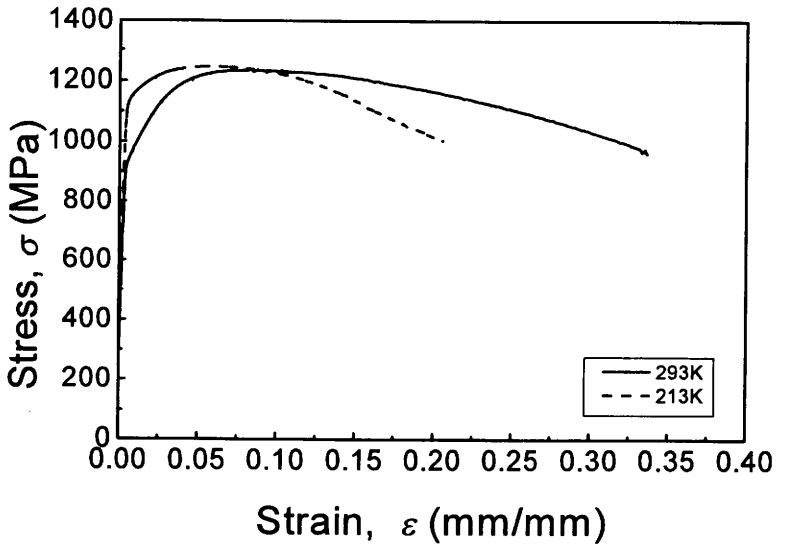


Fig. 5.124. 상온 및 저온환경하에 응력 - 변형률 선도.

Table 5.38. 기계적 성질.

Material	Tensile Strength [MPa]	Elongation [%]	Temperature
Specification*	1226 <	9 <	293K
JSME**	1324	15	293K
Test	1228	34	293K
Test	1245	21	213K

*JIS 규격: SUP 9 steel

**: Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials, JSME

아래 그림은 SUP9강의 응력-수명선도(stress life curve, S-N선도)를 나타낸 것이다. 피로시험조건은 상온 하에서 응력비(stress ratio, R)는 -1이고, 부하형태는 반복 비틀림 하중이며, 시험주파수는 23.3 Hz이다. 피로시험편은 지름이 20mm의

환봉형으로서, 응력집중계수 (stress concentration factor, kt)는 1.02이다. 그림에서 피로수명과 응력진폭의 관계식은 다음과 같다.

$$\sigma_a = 734.51(N_f)^{-0.0292} \tag{7.15}$$

여기서 σ_a는 응력진폭이고, N_f는 파손사이클 수이다. 파손 사이클 수는 주어진 응력진폭에서 시험편이 완전 파손될 때의 사이클 수를 의미하며, 피로한도에 해당되는 무한 수명은 $N_f = 10^7$ cycles로 정의하였다. 그리고 이 소재의 피로한도는 10^7 cycles 기준에 459 MPa이다.

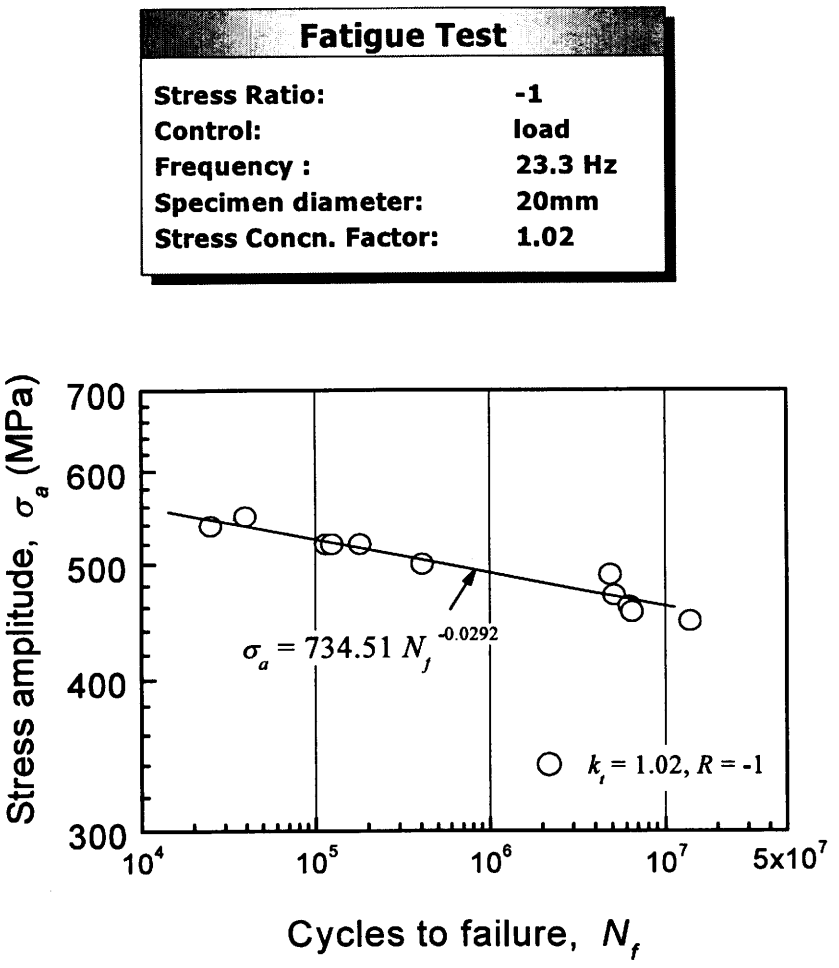


Fig. 5.125. SUP9 소재의 S-N curve.

유전자 알고리듬을 이용한 궤간가변 스프링의 최적설계의 흐름과정에서 최적설계의 변수들은 코일의 형상을 규정짓는 소선지름 d, 코일의 안지름 D_i 및 총

감김수 N_t 이다. 이러한 설계변수들에 대한 각각의 구속 조건은 다음과 같다.

소선의 지름:	$17.5 \leq d \leq 32.5$
코일의 안지름:	$290 \leq D_i \leq 350$
총감김수:	$5 \leq N_t \leq 8$

설계변수의 구속범위는 스프링 제조공정의 가능성 및 궤간 잠금 부품과 윤축사이에 간섭이 일어나지 않은 범위 내에서 설정하였다.

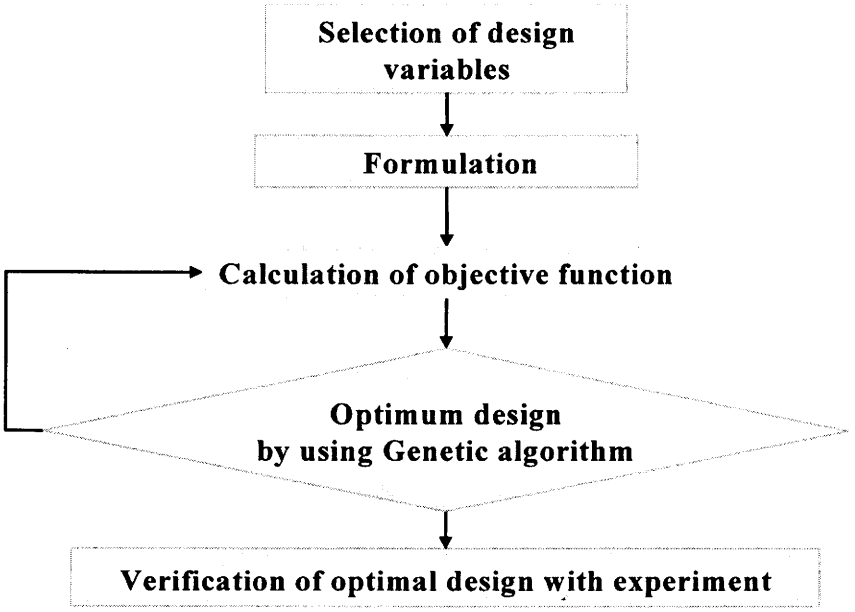


Fig. 5.126. 최적화 과정.

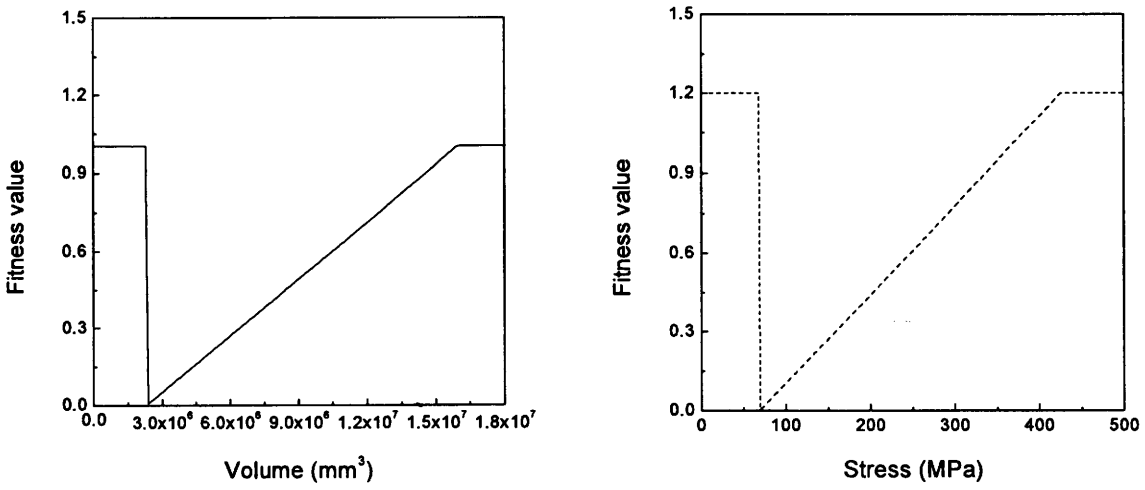
이로부터 정규화 된 설계 변수들 x_i 의 구속 조건은 다음과 같다.

소선의 지름:	$x_1 = d - 17.5/15$
코일의 안지름:	$x_2 = d - 290/60$
총감김수:	$x_3 = d - 5/3$

목적함수의 최적안은 안전성 측면에서 최소 응력을 선택하면서 경제적 측면에서 부피를 최소로 갖도록 하는 것이다. 그러나 궤간가변 화차 설계 시 경제적인 측면보다 안정성 확보가 매우 중요하므로 본 연구에서는 응력에 가중치 (weight factor)를 1.2를 곱하여 다음과 같은 적합도 함수(fitness function, J) 를 도출하였다.

Minimize: $J = 1.2J_1(\text{Stress}) + J_2(\text{Volume})$

여기서 적합도 함수는 설계 변수x_i에 대한 최적설계의 목적함수를 의미한다. 또한 J1 및 J2은 각각 응력 및 부피에 대한 적합도 함수로서 다음 그림과 같다. 최적 설계조건은 유전자 알고리듬을 이용하여 J값이 최소화 되는 경우를 찾는 것이다. 유전자 알고리즘의 제어인자의 초기 값은 개체수는 10이고, 교배율은 0.95 그리고 돌연변이율은 0.01이다. 각 개체의 유전자는 각각 10비트씩 선정하여 최적점을 찾도록 유도하였다. 그리고 각 세대에서 선택조건은 우선 엘리트 방법을 취한 후에 이를 다음세대로 유지하였으며, 선택법으로는 룰렛방법을 이용하였다.



(a) 부피 (b) 응력

Fig. 5.127. 응력 및 부피의 적합도 함수.

아래 Table은 개체수에 따른 세대별 설계변수 및 적합도의 일례를 정리한 것이다.

Table. 5.39. 세대별 개체들의 적합도 계산결과의 일례.

개체	소선지름	안지름	감긴수	적합도
1	18.838	318.809	7.346	1.186
2	26.028	334.498	7.587	0.952
3	26.346	346.896	5.081	0.741
4	18.309	304.413	6.777	1.171
5	18.657	336.814	5.987	1.200
6	30.208	330.683	6.981	0.976
7	24.249	322.093	6.586	0.830
8	21.379	325.701	7.053	0.973
9	25.220	297.898	5.888	0.694
10	27.241	331.672	5.457	0.740

(a) 1세대

개체	소선지름	안지름	감긴수	적합도
1	27.304	327.627	5.000	0.682
2	27.241	297.898	5.888	0.693
3	27.304	297.898	5.000	0.609
4	27.241	297.898	5.888	0.693
5	19.091	297.898	5.888	1.006
6	27.241	327.627	5.000	0.682
7	32.500	327.627	5.888	0.899
8	17.500	297.898	5.888	1.235
9	28.417	335.654	8.000	1.053
10	27.202	293.010	5.192	0.615

(b) 10세대

개체	소선지름	안지름	감긴수	적합도
1	27.202	290.000	5.000	0.589
2	27.304	290.000	5.000	0.590
3	27.202	290.000	5.000	0.589
4	32.500	290.000	5.000	0.667
5	27.304	290.000	5.000	0.590
6	32.500	290.000	5.000	0.667
7	27.202	297.898	5.000	0.609
8	27.202	290.000	5.000	0.589
9	17.500	295.331	6.336	1.240
10	23.550	290.000	5.671	0.685

(c) 15세대

개체	소선지름	안지름	감긴수	적합도
1	27.120	290.000	5.000	0.589
2	27.120	290.000	5.000	0.589
3	27.120	290.000	5.000	0.589
4	27.120	290.000	5.000	0.589
5	27.120	290.000	5.000	0.589
6	27.120	290.000	5.000	0.589
7	27.120	290.000	5.000	0.589
8	32.500	290.000	5.000	0.667
9	30.518	290.000	5.000	0.623
10	30.172	290.000	5.000	0.617

(d) 40세대

아래 그림은 60세대까지 수행한 유전자 알고리듬의 최적화된 적합도함수 J의 계산결과를 나타낸 것이다. 그림에서 오픈마크(○)는 적합도 함수의 평균값 변화이고, 중심점(●)은 적합도 함수의 최대값 변화이다. 그림에서 보는 바와 같이 특정한 세대에서 특이점에 빠지지 않고 12세대에서 적합도 함수 J는 수렴하는 것을 알 수 있다. 이때의 설계변수 조건은 각각 소선의 지름 d=27.088mm, 코일의 안지름D_i=290mm, 총감김수 N_t=5이다.

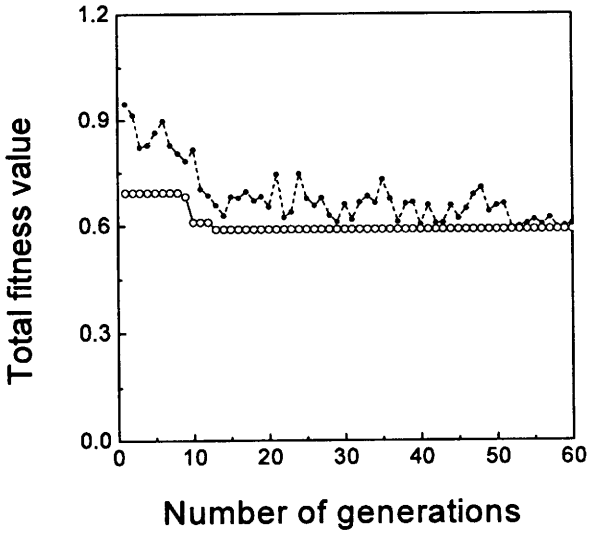


Fig. 5.128. 세대수 증가에 따른 전체 적합도 함수.

이로 부터 얻어진 압축코일 스프링의 최종 설계안은 다음과 같다.

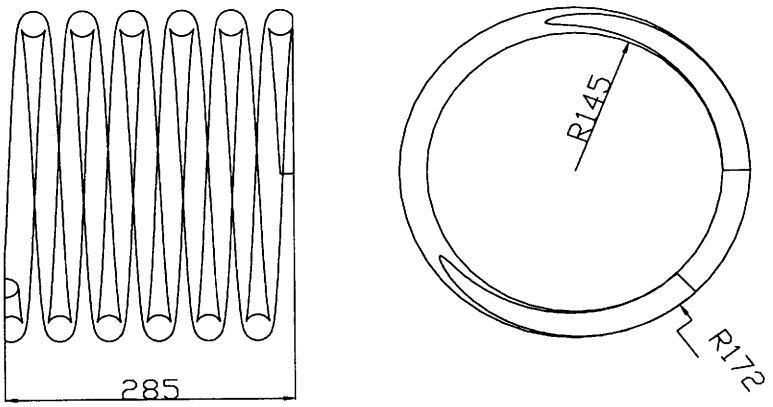


Fig. 5.129. 궤간가변압축코일 스프링 설계 초안.

7.3. 유한요소 해석을 이용한 궤간가변 압축스프링의 내구성 평가

유전자 알고리듬에 준하여 얻어진 압축스프링의 최적설계안으로부터 실제 부품의 내구성시험을 평가하기에 앞서, 가상현실 제품 개발(Virtual Product development)관점에서 안전성 검토의 연구일환으로 이 부품의 유한요소해석에 의한 강도평가가 중요하다. 따라서 본 절에서는 궤간가변 압축스프링의 처짐의 변화에 따라 발생되는 응력을 연속적으로 평가하였다.

스프링의 응력해석을 위한 유한요소망 생성(finite element mesh generation)모델에서 요소 형태는 3차원해석을 위한 8절점 직육면체요소이며, 총 요소수와 총 노드수는 각각 13,796 및 16,500개이다. 해석에 입력 자료로서 사용되는 재질의 탄성계수(elastic modulus)는 207GPa이고, 프아송비(poisson's ratio)는 0.29이다. 요소망 모델링은 요소망 생성 전용 소프트웨어인 MSC.PATRAN 및 MSC.MENTAT을 사용하였으며, 응력해석 시뮬레이션은 MSC.MARC에 의하여 수행되었다.

하중조건은 최초 자유단상태에서 궤간가변 윤축의 최초 장착조건을 고려하여 40mm를 압축하고, 궤간변환 과정동안 최대 50mm만큼 압축하중을 받는 조건이다. 또한 보수적 설계 관점에서 추가적인 하중조건은 안전여유도(safe margin)를 고려하여 최대 70mm까지 압축변위를 부여하였다. 그리고 경계조건은 궤간가변 구간 내 스프링의 작동조건을 구현하기 위하여 스프링 한쪽 단은 z축 방향 변위를 구속하고, 다른 쪽은 강체 면접촉(rigid body contact condition)을 부여하였다.

압축변위범위(compressive displacement range, $\Delta\delta$)=50mm에서 얻은 궤간 가변 압축 스프링의 응력해석 시뮬레이션 결과에서는 $\Delta\delta$=50mm하에 von-Mises응력의 최대값은 스프링의 상단부분에서 260 MPa이며, $\Delta\delta$=70mm 하에서 최대 von-Mises 응력은 동일한 지점에서 315 MPa이다. 이론적인 계산결과와 비교하면, 이들의 오차는 1% 정도로서 매우 유사하다. 또한 소재 내구한도 459 MPa와 비교하면, 매우 안전하다는 것을 알 수 있다. 이로부터 궤간변환구간에서 본 스프링은 내구한도보다 작은 응력이 산출되므로 다른 궤간가변 잠금 부품들이 올바르게 작동하고 정확한 부품제작이 이루어지면 안전하게 사용될 수 있음을 시사한다.

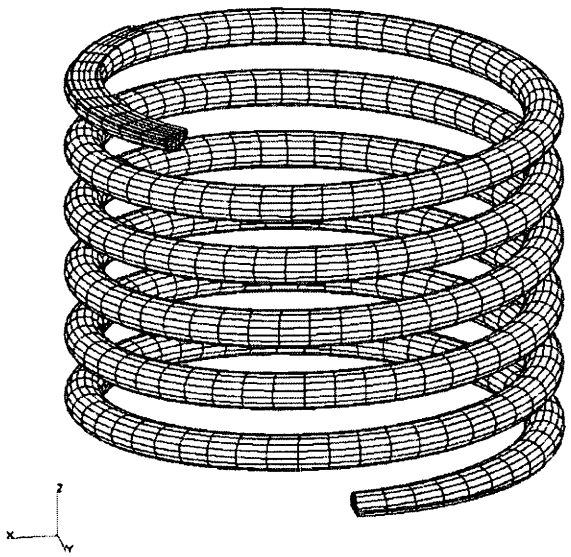


Fig. 5.130. 스프링의 유한요소망.

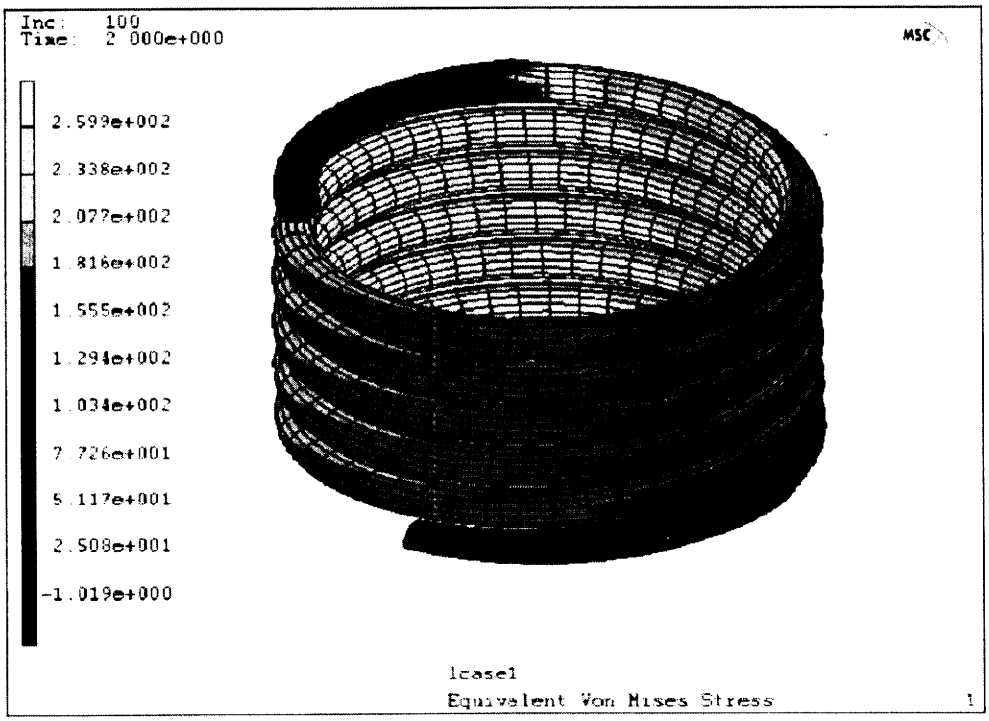


Fig. 5.131. 압축변위 범위 50mm에서 응력해석 결과.

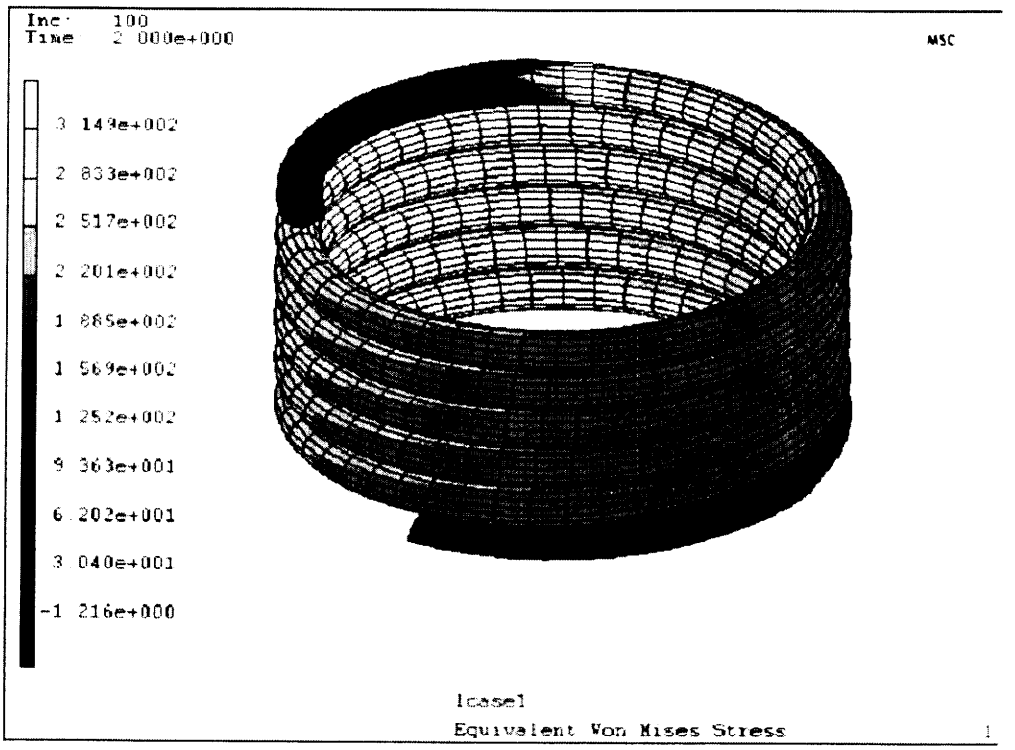


Fig. 5.132. 압축변위 범위 70mm에서 응력해석 결과.

Table 5.40. 압축변위 범위에 따른 스프링의 응력해석 결과.

	이론해석 계산결과(MPa)	유한요소해석 결과(MPa)
$\Delta\delta$ = 50mm	276	260
$\Delta\delta$ = 70mm	314	315

7.4. 압축스프링 제작 및 피로시험 평가

본 연구에 사용된 스프링은 열간 성형 코일스프링으로서, KS B 2402에 준하여 제작 후 검사하였다. 아래에는 압축 코일 스프링의 제조과정과 그러한 제조과정으로 얻어진 압축코일스프링의 실제 모습을 나타내었다.

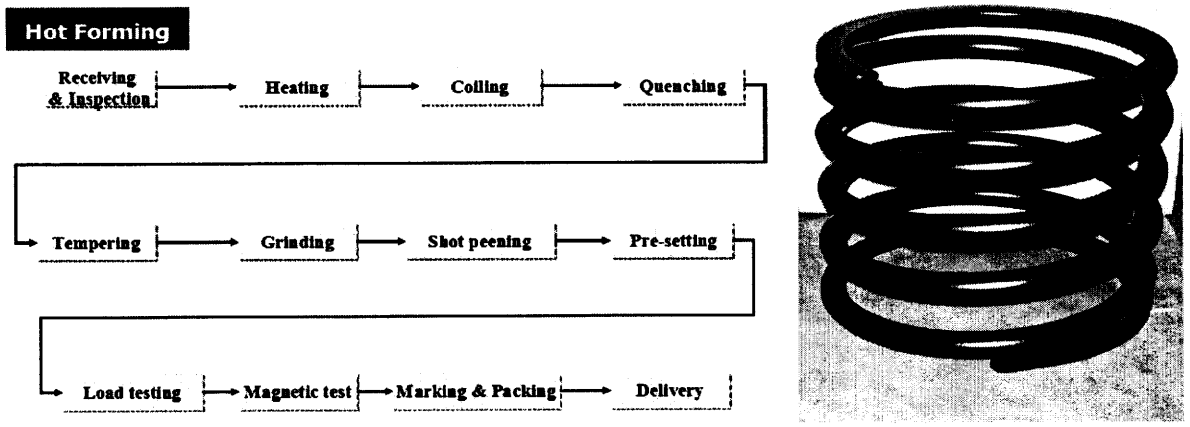


Fig. 5.133. 궤간가변 압축 코일스프링의 제조과정 및 제조된 스프링 모습.

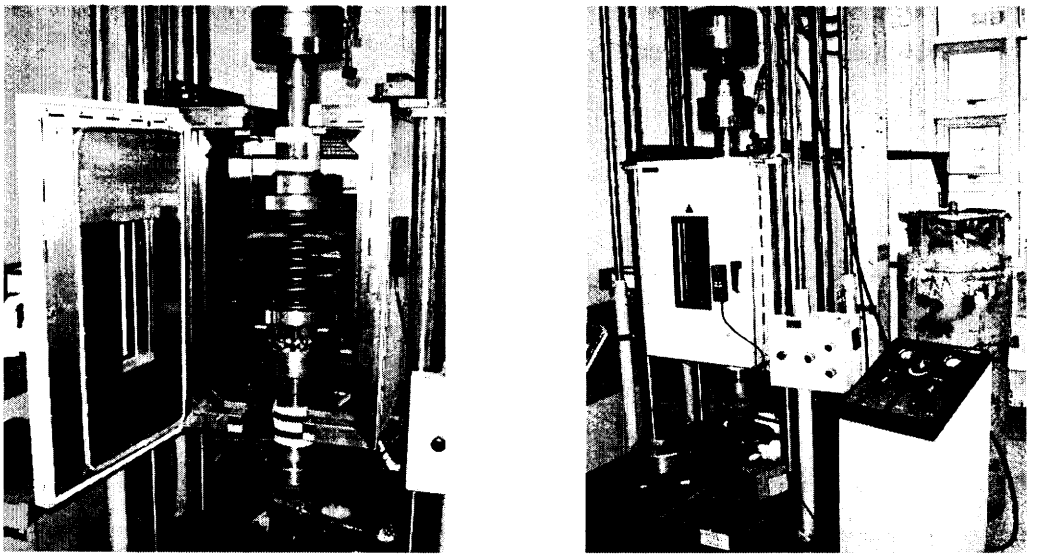
앞에서 해석 결과 안전함을 예측하였다. 그러나 이 결과는 상온에서 예측 결과이므로 유라시아 대륙철도 연계를 고려하여 저온 환경 하에서 이 부품에 대한 내구성 시험을 통한 실질적인 검증이 필요하였다. 뿐만 아니라, 향후 실질적으로 궤간 가변구간에서 차량주행 시 반복적인 압축 변위 하에 스프링의 열화(degradation)가 발생할 것이다. 따라서 궤간 가변 압축스프링의 안정성을 확보하기 위해서 반복하중에 따른 스프링상수 변화에 대한 평가를 수행하였다.

저온시험은 -80℃까지 저온 환경을 구현할 수 있는 저온용 챔버를 유압식 만능피로시험기(model : Instron 8504)에 직접 설치하고, 액체 질소의 주입량을 조절하면서 수행하였다. 챔버 내에 유입된 액체질소(liquid nitrogen)는 용기 내에서 기화하면서 온도를 저하시키고, 동시에 순환장치에 의하여 순환된 후 배출된다. 이 액체질소는 온도조절장치와 연결된 솔레노이드 밸브에 의해 유입, 차단되며, 용기내부의 분위기 온도는 설정온도의 ±1℃내로 유지되도록 하였다.

온도감소에 따른 소재의 기계적 특성 평가를 위한 저온 인장시험은 213K 및 293K온도에서 각각 3개 씩 준비하여 평가하였다. 이의 시험조건은 변위 제어 하에 0.5mm/min의 속도로 하였다. 각각의 실험은 스프링이 원하는 설정온도에서 충분히 냉각하여 안정화에 이른 후 시작하였다. 냉각 시간에 관한 기존의 연구에 따르면,

환봉형 시험편에 대한 저온실험의 경우 주파수의 영향으로 시험편의 표면과 내부의 온도변화가 나타나며, 이로 인하여 피로강도에 변동성이 존재한다고 보고되고 있다. 따라서 본 연구에서는 실험 수행동안 스프링 표면에 온도센서를 부착하여 이를 재차 확인하였다.

저온 환경 하에 궤간 가변용 압축코일스프링의 피로시험은 50톤 만능식 유압 서어보식 피로시험기(Model: INSTRON 8504)에 저온 챔버 내 스프링을 장착하고, 온도 범위 293 ~ 193K (20 ~ -80℃)하에서 일정진폭 변위(constant amplitude displacement)제어로서 수행하였다. 궤간가변스프링의 피로시험의 변위 조건은 궤간가변 구간에서 주행 시 최대 진폭을 고려하여 50~70mm이다. 그리고 궤간가변 압축 스프링은 이전연구 결과로부터 폴란드 궤간가변구간에서 시속 10~30 ㎞로 주행 시 1회 1.5~4.5초 동안 작동한다. 따라서 하중파형은 0.2~0.4Hz의 정현파이다. 스프링의 내구성 평가 기준은 궤간가변구간의 이용횟수를 감안하여 10^4회까지 파손여부 및 스프링상수 변화이다.



(a) 저온 챔버 (b) 전체 모습

Fig. 5.134. 압축 스프링 저온피로시험 모습.

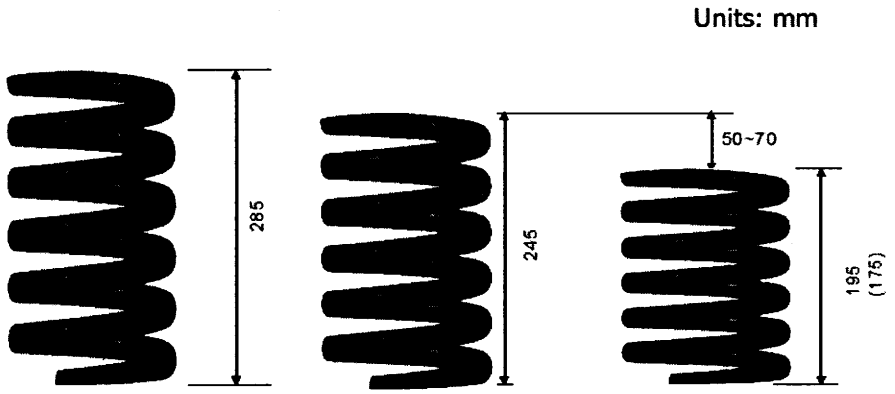


Fig. 5.135. 궤간가변 스프링 피로시험의 작용변위조건.

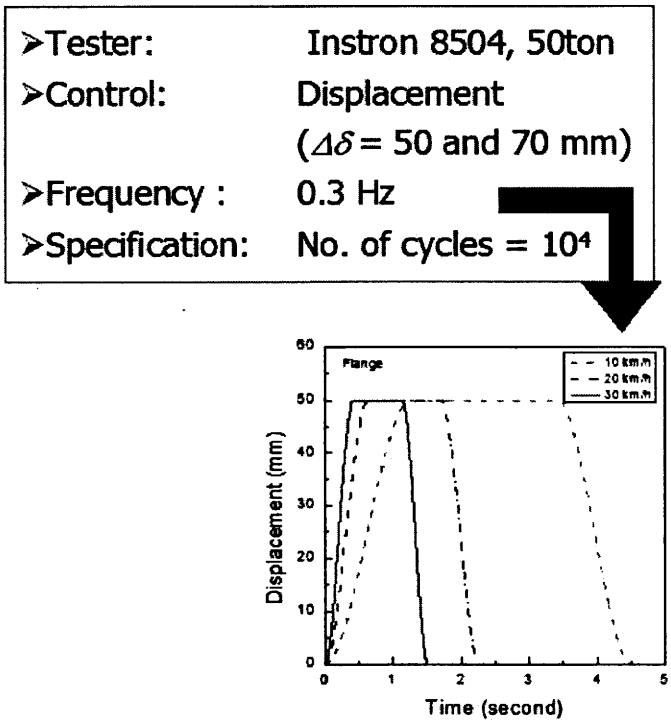


Fig. 5.136. 피로시험 조건.

위 그림은 상온(293K)하에 궤간 가변 압축스프링의 변위제어 피로시험 결과를 나타낸 것이다. 최종 사이클 수 $N = 10^4$ cycles에서 얻은 하중에 대한 처짐의 일례이다. 이 그림에서 스프링상수는 KS B 2402 "열간 성형 코일 스프링"규격에 준하여 30 ~70%에 있는 두 개의 하중점에서 하중 및 변위 차에 의하여 정하였다.

또한 반복 사이클 수 $N = 10^4$ cycles까지 스프링 상수의 변화를 나타내었다. 이 그림에서 보는 바와 같이 변위제어 피로시험동안 반복 사이클 수에 따라 얻은 스프링상수는 대략 41N/mm로서 거의 일정하다. 이는 이론적 계산값 42N/mm과 비교하여 허용차 범위[1] 10%이하이다. 따라서 본 스프링은 상온하에 궤간가변구간에서 10,000회 동안 차량 주행 시 안전하게 작동됨을 알 수 있다.

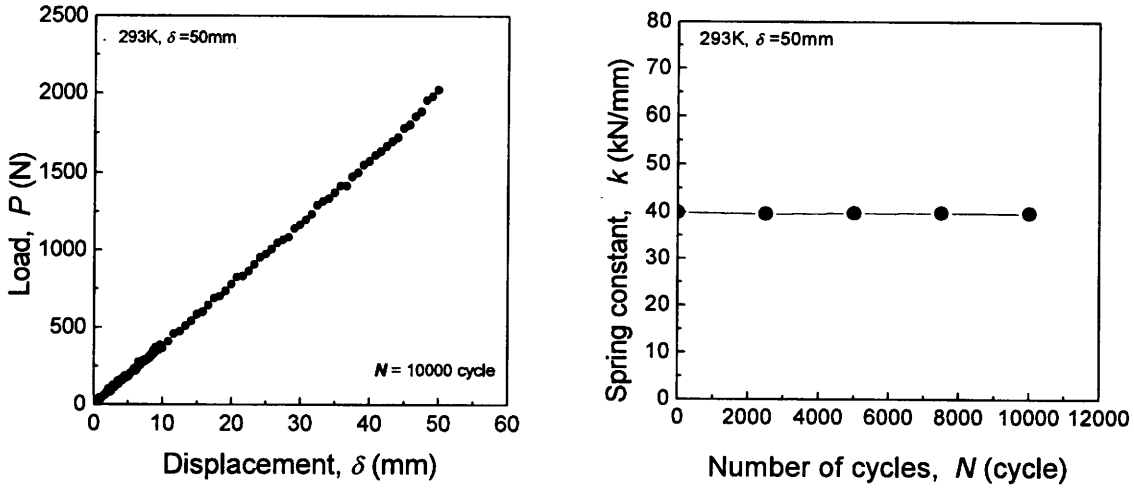
본 연구에서는 궤간 가변 압축스프링에 대한 안전 여유도를 고려한 안전성 확보를 위하여 처짐량 20mm만큼 더욱 증가하여 내구성시험을 수행하였다. 상온(293K)하에 처짐량 70mm까지 변위 제어 하에 본 스프링의 피로시험 결과를 나타낸 것이다. 아래 그림은 각각 하중에 대한 처짐 곡선($N = 10^4$ cycles)과 반복 사이클 수에 대한 스프링 상수변화이다. 그림에서 보는 바와 같이 스프링 상수는 처짐량 50mm경우와 동일하게 대략 41N/mm로서 반복 사이클 수에 따라 거의 일정하다.

또한 저온(213K)하에 각각 처짐량 50mm 및 70mm 변위제어 피로시험결과를 정리하였다. 두 가지 시험으로 얻은 스프링상수는 모두 대략 44N/mm로서, 반복 사이클 수에 따라 거의 일정하다. 따라서 본 스프링은 저온 하(213K)에 궤간가변구간에서 10,000회 동안 차량 주행 시 안전하게 작동됨을 알 수 있다. 그리고 보다 가혹한 조건하에 안전성을 검토하기 위하여 본 연구에서는 193K의 저온 환경하에 반복 사이클 수를 60,000회까지 증가하여 피로시험을 수행하였다. 저온(193K)하에 각각 처짐량 50mm 변위제어 피로시험결과를 정리한 하였다. 이 그림에서 스프링상수는 대략 45N/mm로서, 반복 사이클 수에 따라 거의 일정하다. 따라서 본 스프링은 저온하(193K)에 궤간가변구간에서 60,000회 동안 차량 주행 시 안전하게 작동됨을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 상온(293K) 및 저온(213K 및 193K)환경하에 스프링 상수 변화를 정리하였다. 그림에서 실선(—)은 이론적 계산치이고, 점선(- - -) 및 일점쇄선(— · —)은 허용치 ±10%를 의미한다. 그림에서 보는 바와 같이 온도 감소에 따라 스프링상수는 약간 상승하지만, 193K까지 스프링상수는 허용치 범위 이내에 존재한다. 따라서 유전자 알고리듬을 이용한 궤간 가변 압축코일 스프링의 최적 설계안은 유라시아 궤간가변구간에서 10,000회 동안 차량 주행 시 안전하게 작동될 것이다.

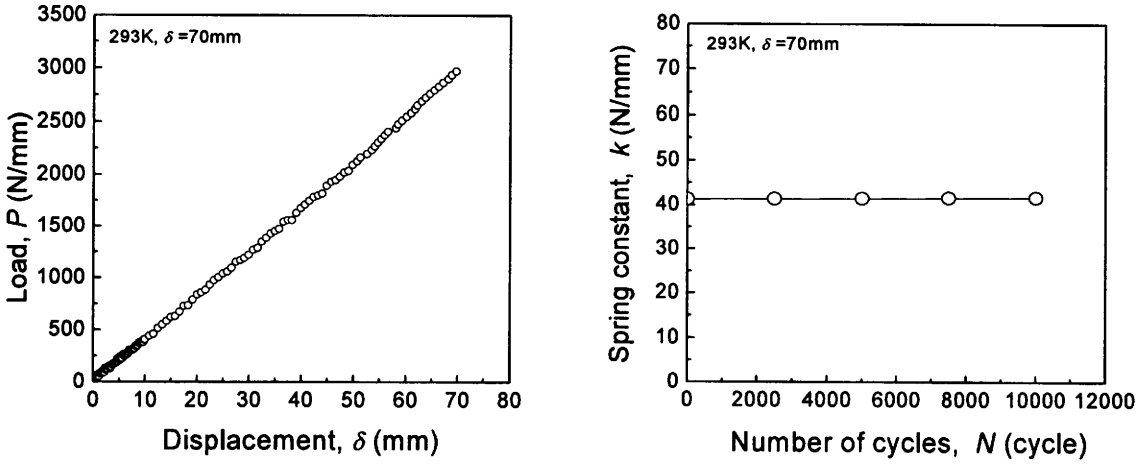
---

1) KS B 2402 "열간 성형 코일 스프링"규격에서 제시함



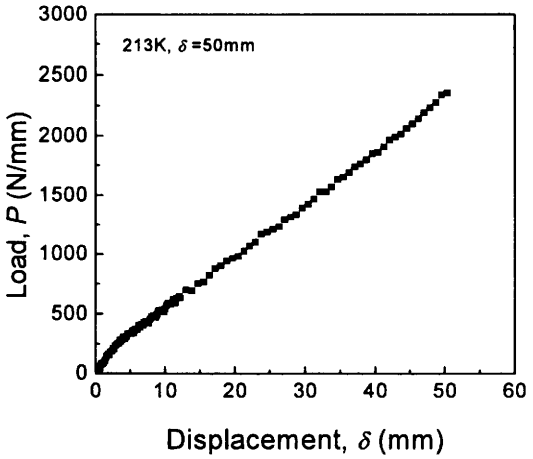
(a) 하중-변위곡선 (b) 하중반복수에 따른 스프링상수변화

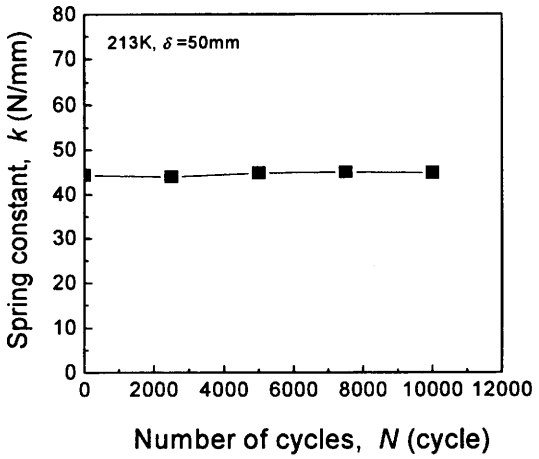
Fig. 5.137. 293K하에 압축변위범위 50mm에서 스프링 거동 평가결과.



(a) 하중-변위곡선 (b) 하중반복수에 따른 스프링상수변화

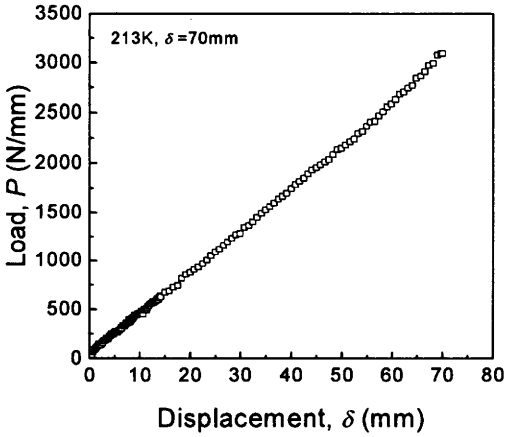
Fig. 5.138. 293K하에 압축변위범위 70mm에서 스프링 거동 평가결과

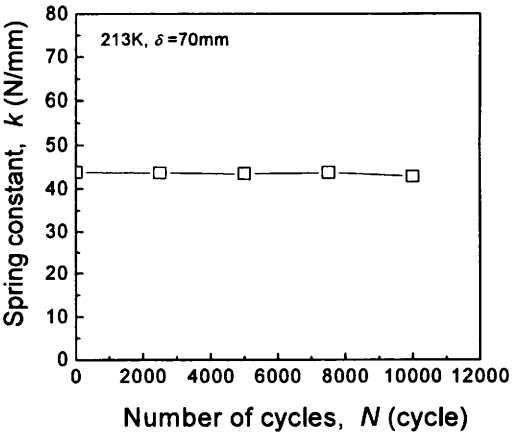




(a) 하중-변위곡선 (b) 하중반복수에 따른 스프링상수변화

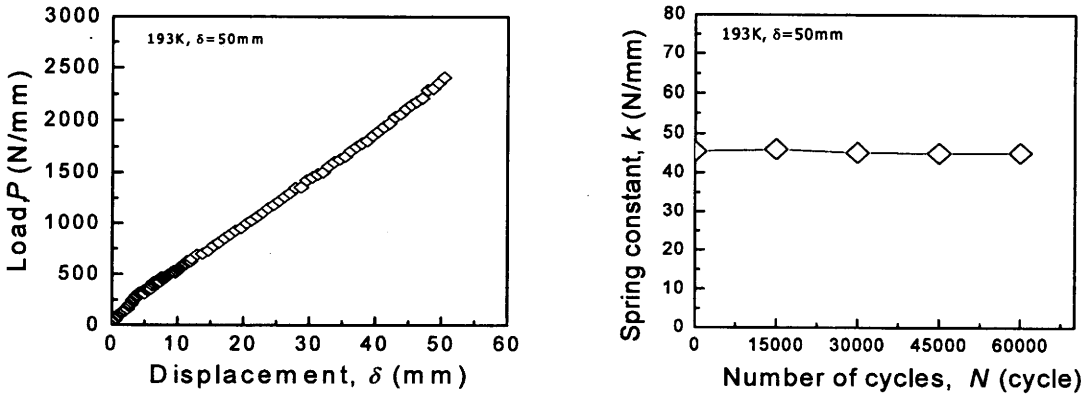
Fig. 5.139. 213K하에 압축변위범위 50mm에서 스프링 거동 평가결과.





(a) 하중-변위곡선 (b) 하중반복수에 따른 스프링상수변화

Fig. 5.140. 213K하에 압축변위범위 70mm에서 스프링 거동 평가결과



(a) 하중-변위곡선 (b) 하중반복수에 따른 스프링상수변화

Fig. 5.141. 193K하에 압축변위범위 50mm에서 스프링 거동 평가결과.

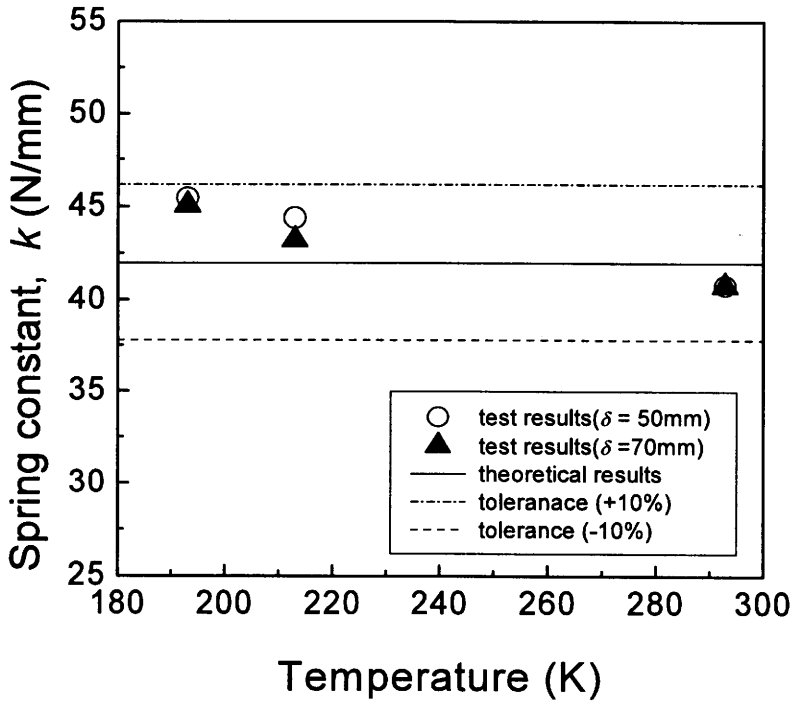


Fig. 5.142. 온도감소에 따른 스프링상수의 변화.

제 8 절 궤간가변 대차 제동장치 설계

8.1. 개요

국내 화차용 용접대차에 궤간가변장치 채용 시 차륜이 궤간가변장치의 작용으로 표준궤에서 광궤로 또는 광궤에서 표준궤로 이동하므로 국내 화차용 용접대차에 적용된 답면 제동장치를 단순히 사용하기 어렵다. 따라서 화차인 점을 감안하여 고려할 수 있는 디스크 제동 및 답면 제동장치에 대하여 각각 검토하였다.

제동시스템의 중요성은 움직이는 철도차량을 안전하게 정지시키는데 있기 때문에, 일반적으로 제동시스템의 평가는 제동거리를 통해 규제하고 있다. 국내 규격에 규정된 제동관련 내용을 살펴보면 다음과 같다. 도시철도 운전규칙(1995. 7. 27. 건설교통부령 제23호) 제29조에는 '열차의 비상제동거리는 600m 이하로 하여야 한다.' 라고 규정되어 있다. 도시 철도법에서 규정하는 '도시 철도'란 (도시철도법 제3조) '도시교통의 원활한 소통을 위하여 도시 교통권역에서 건설 운영하는 철도, 모노레일 등 궤도에 의한 교통시설 및 교통수단을 말한다.' 화차의 경우는 제동거리 900m로 규정하고 있다. 따라서 궤간가변장치를 채용한 대차시스템의 제동성능을 확보하기 위해서는 제동거리가 900m를 넘지 않도록 해야 한다.

8.2. 디스크 제동 방식 검토

8.2.1. 제동 고려사항 및 국내 공급업체 현황

설계 사전 작업으로 먼저 여러 종류의 차축디스크 제동장치에 대한 제원을 조사하여 대차 내 차축디스크 제동장치의 설치 공간 및 차량의 하중조건 즉 영/공차 시 제동거리 및 제동시스템에 대하여 검토하였다. 주요 고려사항은 다음과 같다.

1) 순수 공기제동 사용

객화차용 차축디스크 제동은 차량 제동 시 순수 공기제동을 사용하여 차량이 정차하게 된다. 그러나 전동차의 경우 차량 제동 시 먼저 전기제동이 작용하고 10 km/h 내외의 속도에서 전기 및 공기의 혼합제동이 작용하고 차량이 정차하기 전에 순수 공기제동만이 작용한다. 따라서 객화차용 차축디스크 제동은 순수 공기제동을 사용하여 정차하므로 차축디스크에 발열과 같은 현상이 많이 발생한다.

2) 높은 운영속도

객차의 최대 운영속도는 150 km/h 이하, 화차의 최대 운용속도는 120 km/h 이하이며, 전동차는 최대 110 km/h 이하이다. 따라서 객화차의 운영속도가 전동차보다 높으므로 제동 사용조건이 전동차에 비해 악조건이며 차축디스크의 발열 원인이 된다.

3) 화물적재로 인한 하중 증가

화차의 경우 통상 자중에 비해 2~3배의 화물을 적재한다. 예를 들어 컨테이너 화차의 경우 자중의 2.5배 이상에 달하는 하중 즉 자중 20톤에 화물 50톤을 적재한다. 많은 적재하중 역시 차량 제동에 있어서 높은 제동력을 요구하므로 차축디스크에 발열과 같은 현상이 발생하여 제동성능에 나쁜 영향을 미친다.

상기와 같이 살펴 본 바 객화차는 순수 공기제동 사용, 높은 운영속도 그리고 많은 화물적재(화차 해당)로 제동 시 차축디스크에 발열현상이 심하게 발생하므로 객화차용 차축디스크는 우수한 방열구조 및 기능을 가져야 한다. 그렇지 않을 경우 차축디스크에 열 균열과 같은 현상이 발생하기 쉽다. 따라서 우수한 방열구조를 위하여 객화차용 차축디스크의 형식은 전동차(폭이 100mm)보다 폭이 넓은 110mm인 디스크를 채용하는 것이 합리적이라고 여겨진다.

국내 제동장치 공급업체에서는 과거 폭이 110mm인 차축 디스크를 객차에 적용한 적이 있으나 디스크의 재질 및 방열 구조로 인하여 디스크의 표면에 높은 발열현상으로 차축 디스크의 표면이 갈라지는 열 균열 현상이 발생하는 경험을 하였음. 현재는 객차에 적용되는 110mm의 디스크를 제작하지 않고 전동차용으로 100mm의 디스크만 제작하고 있다.

8.2.2. 궤간가변 대차에 차축 디스크 적용 검토

국내 화차용 용접대차에 차축디스크 및 제동 캘리퍼를 채용하여 우선적으로 공간 가능성 여부 검토를 하였다. 차축디스크는 국내 객차에서 사용되고 있는 폭이 110mm, 직경이 660mm 형식을 채용하였으며, 기초제동장치는 새마을 객차에 적용된 제동 캘리퍼와 국내 제동장치 공급업체에서 개발된 크기가 가장 작은 것을 채용하였다.

1) 국내 화차용 용접대차에 궤간가변장치 채용 Lay-Out

화차용 용접대차에 궤간가변장치를 대입한 그림을 아래에 보였으며, 또한 제동장치는 기존 답면 제동장치로 구성되어 있다. 이를 차축디스크로 변경하기 위해서는 기존 답면제동장치 대신에 대차 트랜솜에 제동캘리퍼 설치 및 차축에 디스크를 채용하여야 한다. 그림에 나타난 바와 같이 차축에 궤간가변장치를

채용함으로서 차축디스크를 설치할 공간이 제한되어 있으며, 또한 대차의 고정축거가 1,800 mm로 좁고 제한되어 있으므로 크기가 작은 제동실린더 캘리퍼의 채용이 요구된다.

2) 용접대차에 새마을 객차 차축디스크 제동장치 적용

궤간가변장치를 채용한 화차용 용접대차에 110mm x 660mm의 차축디스크와 새마을객차에 채용된 크노르사 UD10x22R16형식의 실린더를 적용하여 공간검토를 하였다.

제동캘리퍼 유니트의 크기가 커서 실린더 부위가 대차의 트랜솜에 간섭됨을 알 수 있다. 현재 제동장치 설치 Lay-out에서 간섭을 피하기 위해서는 대차의 고정축거를 크게 하는 방안과 크기가 작은 제동캘리퍼 유니트를 채용하는 방안이 있다. 먼저 화차용 용접대차는 이미 세계적으로 성능이 입증된 Y25대차 형식이므로 대차의 구조를 변경하는 것은 현실적으로 어려우므로 크기가 작은 제동캘리퍼 유니트를 채용하는 것이 합리적이라고 사료된다.

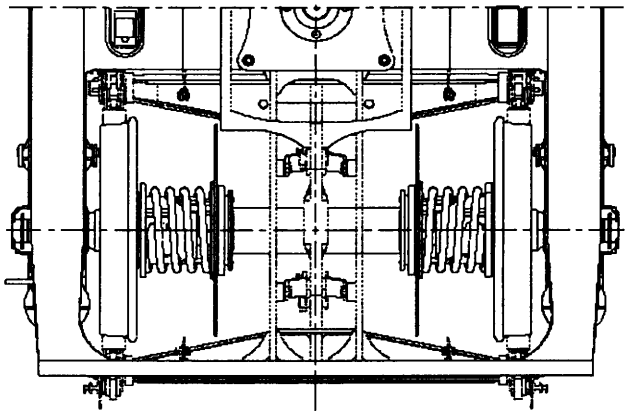


Fig. 5.143. 국내 화차용 용접대차에 궤간가변장치 채용.

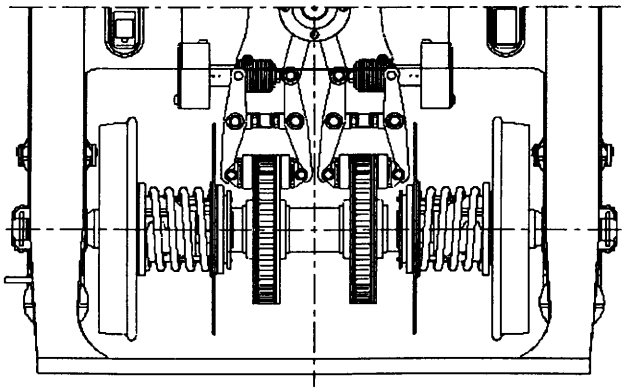


Fig. 5.144. 용접대차에 110mm x 660mm의 차축디스크와 새마을객차에 채용된 크노르사 UD10x22R16 제동캘리퍼 유니트 적용.

3) 용접대차에 틸팅차량 차축디스크 제동장치 적용

궤간가변장치를 채용한 화차용 용접대차에 110mm x 660mm의 차축디스크와 틸팅차량에 채용된 유진기공 BE09C01A형식의 실린더를 적용하여 공간검토를 하였다. 틸팅차량에 채용된 유진기공의 차축디스크 제동장치는 제동레바와 실린더가 일체로 되어 있으며 국내에서 크기가 가장 작다.

크기가 작은 제동캘리퍼 유니트를 채용하여도 제동실린더 부위가 대차의 트랜솜에 다소 간섭됨을 볼 수가 있다. 2)항에서 검토한 사항을 보완하였으나 간섭이 발생하였으므로 본 항에서는 차축의 디스크 경을 660mm에서 610mm로 줄여서 공간검토를 하였다. 차축디스크 경을 610mm로 줄였을 시 대차의 트랜솜과 제동실린더 사이에 간섭이 발생치 않음을 볼 수가 있다.

따라서 화차용 궤간가변 용접대차의 차축디스크 제동장치로는 차축 디스크 경이 국내 디스크 경보다 작아야 하며 또한 제동캘리퍼 유니트의 크기도 작은 형식이 채용되어야 한다고 여겨진다.

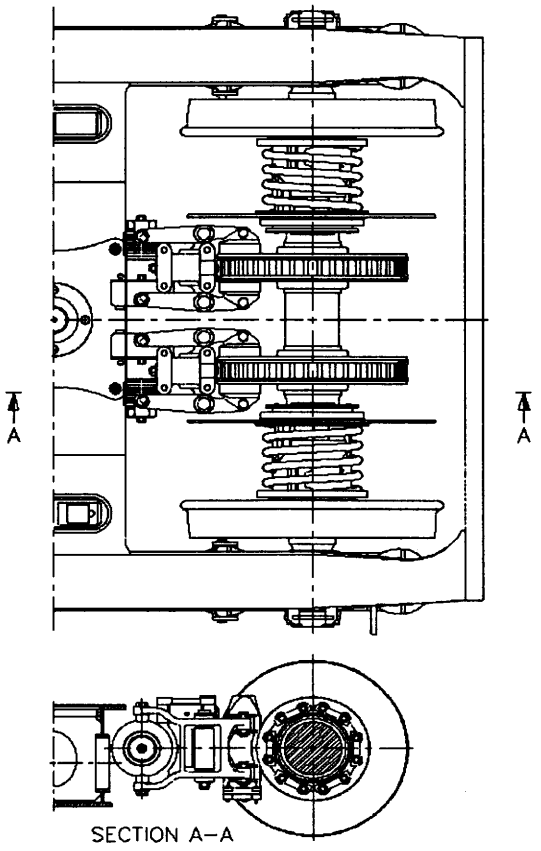


Fig. 5.145. 용접대차에 110mm x 660mm의 차축디스크와 틸팅차량에 채용 된 유진기공 BE09C01A형식의 제동캘리퍼 유니트 적용.

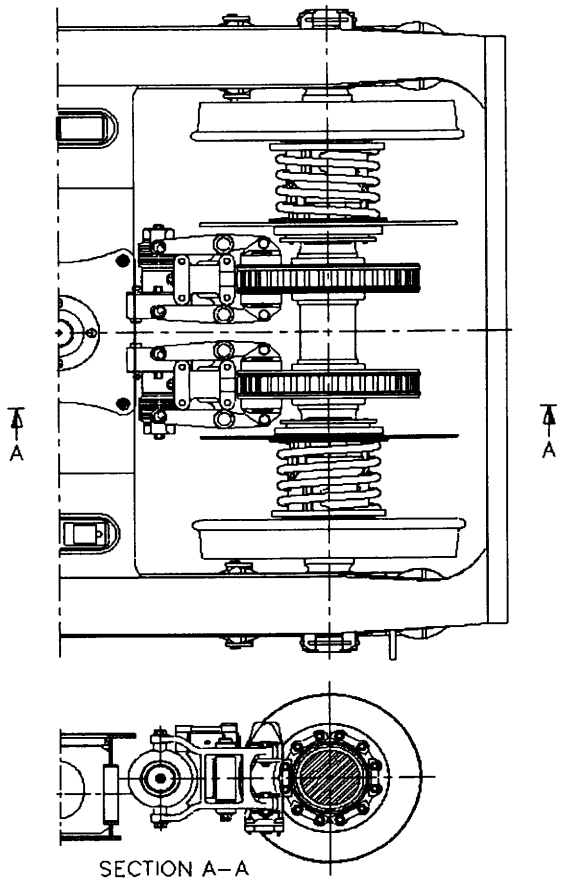


Fig. 5.146. 용접대차에 110mm x 610mm의 차축디스크와 틸팅차량에 채용된 유진기공 BE09C01A 제동캘리퍼 유니트 적용제동장치 적용.

폴란드의 화차용 궤간가변 대차는 대차의 형식 및 주요 사양이 국내 화차와 동일하게 나타남을 볼 수 있으며, 대차 차축디스크의 크기를 역시 국내 디스크 경보다 작은 110xϕ610mm로 하여 제동실린더와 트랜솜 사이의 간섭문제를 해결하였다.

8.2.3. 제동거리 및 제동시스템 검토

화차는 영·공차 화중의 변화가 커서 차축디스크 제동 채용 시 나타날 수 있는 문제점에 대하여 아래와 같이 검토하였다.

1) 국내 화차 제동시스템

화차의 제동구조는 레버와 로드로 구성된 Rigging 구조이다. Rigging 제동시스템의 특징은 차체 및 대차에 레버를 적용하여 제동 레버 비를 가급적 높게 하여 영·공차 화중의 변화 큰 차량에서 낮은 공기압력으로 제동력을 높이는 것이다.

실제 국내 화차의 경우 영·공차의 화중조건이 각각 20톤, 70톤으로 하중변화가 크나 차체 측 및 대차 측의 제동레버 비 즉 차량 레버 비를 7.68로 높게 하여 낮은 공기압력 1.5, 3.5bar에서도 제동거리의 사양을 충족시키고 있다.

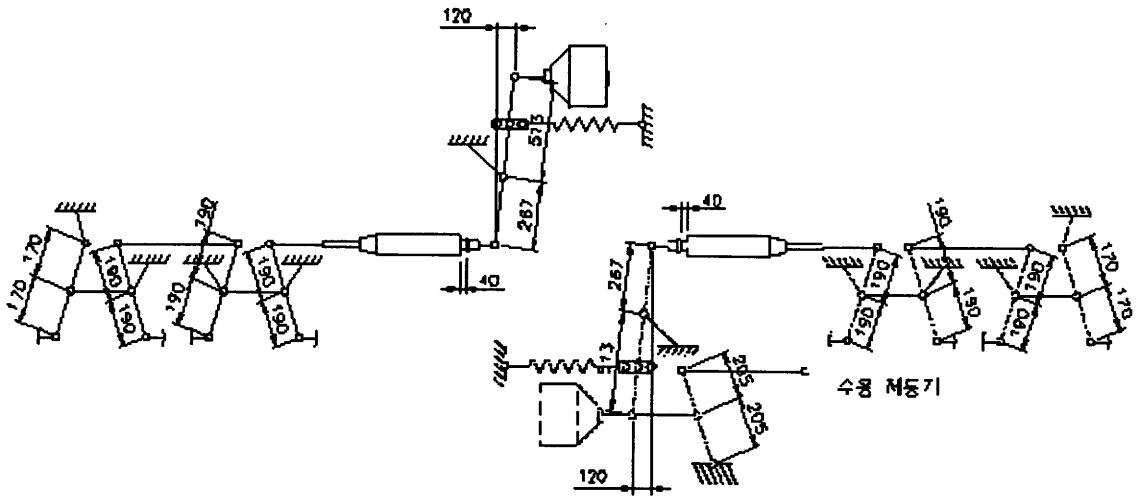


Fig. 5.147. 국내 컨테이너 화차의 제동시스템에 대한 개략도.

국내 화차제동 시스템에 차축디스크 제동을 채용하여 제동거리를 계산하고 관련 사항을 하기와 같이 검토하였다. 먼저 제동거리를 계산하기 위하여 틸팅차량의 제동캘리퍼 유니트를 사용하였다.

가. 제원

- 차량중량 (W) : Wt 20ton, Wc 70ton (적재중량 50ton)
- 질량관성 계수 (K) : 1.05
- 제동층 공급 공기압(P) : 1.5kg/cm^2, 3.5kg/cm^2
- 제동층 단면적(A) : 323.7cm^2
- 제동층 스프링 반력(Fr) : 155kg
- 제동 레버비(R) : $1.6 \times 2 = 3.2$
- 유효 디스크 경(d) : 464㎜
- 제동 패드 평균마찰계수(Fm) : 0.33
- 제동효율(η) : 0.9
- 차륜경(p) : 860

나. 제동거리 계산

- 제동중량(Mb) : $M_{bt} = K \times Wt$, $= 21$ $\quad M_{bc} = K \times Wt + W$, $= 21 + 50$, $= 71$

- 차륜당 제동력(F_{bw}) · · · · · · · (N)

$Fb = 9.81 \times (A \times P - Fr) \times \eta \times R \times Fm \times d / D$

$Ft = 1662.8$(공차)

$Fc = 6873.x$(만차)

- 차량당 제동력(Fbc) · · · · · · · (N)

$$Fbc = Fb \times 8 = \frac{13,302.2}{\text{공차}} \cdot \frac{54,986.9}{\text{만차}}$$

- 공주거리(S_0) · · · · · · · (m)

$S_0 = V / 3.6 \times t = 166.7$ (속도120KPH에서)
(화차의 경우 공주시간5초)

- 제동거리(Sa)

$Sa = (Mb/Fbc) / 2 \times (V / 3.6)^2 \times 1,000 + S_0$
$= 1043.7\ m$
$= 1168.9\ m$

($V = 120KPH$)

Table 5.41. 제동거리 계산.

순 번	구 분	제 원	계 산	
			공 차	영 차
1	중량(톤)	20톤/70톤		
2	질량관성계수	1.05		
3	제동통 공급 공기압(bar)	1.5/3.5bar		
4	제동통 단면적(cm2)	323.7		
5	스프링 반력(Kg/cm2)	155		
6	레바비	3.2		
7	마찰계수	0.33		
8	유효 디스크경(mm)	464		
9	차륜경(mm)	860		
10	제동효율	0.9		
11	공주시간(초)	5		
13	공주거리(m)	166		
12	제동중량(톤)		21	71
13	제동력/량(N)		13,303	39,355
14	제동거리(m)		1,049	1,169

상기와 같이 국내 화차 제동시스템에 차축디스크 제동 채용하여 제동거리를 검토한 결과 국내 화차 제동거리 기준인 900 m를 초과하는 것으로 나타났다. 따라서 제동거리를 기준 내로 충족하기 위해서는 제동캘리퍼 유니트의 레버비를 높이거나 제동통 공급 공기압을 높여야 한다. 그러나 제동캘리퍼 유니트의 레버비를 높이면 캘리퍼 유니트의 크기가 커지므로 용접대차 내에 설치가 어렵다. 따라서 차축디스크를 국내 화차에 채용 시 화차의 제동시스템은 영·공차 하중조건을 고려하고 제동캘리퍼 유니트의 특성과 상호 연계하여 재설계하여야 한다.

8.2.4. 제동시스템 변경 검토

일반적으로 디스크 제동 시스템의 경우 제동실린더에 가해지는 공기압과, 레버비, 그리고 디스크와 패드 사이의 마찰계수에 의해 제동력이 결정된다. 공기압의 경우 여분의 공기압이 존재하므로 어느 정도 요구되는 공기압을 공급할 수 있지만, 마찰계수의 경우 UIC Code 541-3(답면제륜자), UIC Code 541-4(디스크라이닝)에서와 같이 어느 정도 규제되어있기 때문에 제동력을 증가시키기 위해 마찰계수의 증가로 얻을 수 있는 효과에는 한계가 있다. 더구나 마찰계수를 증가시키기 위해 마찰 특성을 바꾸게 되면 마모에 상대적으로 약해져서 유지 보수 차원에서 경제성을 잃게 된다.

가. 제동 공기압 증가

제동 공기압을 증가시키는 것은 가장 손쉽게 설계변경으로 손실된 제동력을 보충하는 방법이 될 수 있다. 차량에 설치된 공기 압축기의 용량에는 어느 정도 현재 사용하는 수준의 공기압보다 더 높은 고압의 공기압을 공급할 수 있는 용량이 갖추어져 있기 때문에 충분히 고려해볼 사항이다. 하지만, 공기압을 높이게 되면서 발생되는 몇 가지 문제점들이 있으므로, 제동 공기압을 높일 때 신중해야 한다. 마찰재의 마찰계수 증대와 함께 언급하겠지만, 공기압 증대는 제륜자의 누름압을 직접적으로 증대시키게 되므로 마찰 면에 대한 과도한 압력이 가해지면서, 일반적인 수준 이상의 표면 마찰과 마모가 발생된단. 또한 이러한 현상과 더불어 에너지의 급격한 소모를 열로 방출하게 되므로, 열에 대한 방열 및 내열성에 대한 고려를 해 주어야 한다. 다시 말해 마찰재의 급격한 마모증대와 열적 피로로 인한 디스크의 파손이 발생되어 유지 보수 측면에서 심각한 문제를 야기 시킬 수 있다. 또한 부가적인 문제로서 설계된 제동통과 공기저장용량보다 더 많은 공기를 소모하게 되고, 공기압 증가로 인한 공기누설양도 커지게 되어 현재보다 더 큰 용량의 공기통과 밸브 등의 부가적인 변경이 필요하게 된다.

나. 레버비의 증대

레버비는 답면제동이 디스크제동보다 훨씬 높게 작용된다. 현재 디스크제동으로 설계 변경이 된 상태에서 레버비를 상대적으로 높이기 위해서는 디스크 제동 장치의 크기가 커지게 된다. 답면제동의 경우는 간단한 링크의 조합으로 레버비를 높일 수 있으나 디스크 제동의 경우 켈리퍼 자체에서 배율을 결정해야 되므로 공간상의 제약이 크다. 따라서 궤간가변장치와 주변의 프레임 또는 기타 대차의 부속과의 간섭을 피하기 위해서 현재 가장 작은 크기의 캘리퍼를 선택하여 장착한 상태에서 제동배율의 증대는 레이아웃상의 어려움이 따른다.

다. 마찰계수의 증대

마찰재의 마찰계수는 제동력과 직결되는 중요한 요소이며, 제동장치의 신뢰성과도 연결되어지는 요소이다. 즉, 일정 제동력을 유지하기 위해서 제동륜과 제동자 사이의 마찰계수를 항상 일정한 수준으로 유지해 주어야 한다. 이점이 바로 국내외 규격을 통해 마찰재의 마찰계수에 대하여 엄격한 규정을 두는 이유이기도 하다. 물론 마찰계수도 높은 수준으로 유지하면서 마모도 줄이고 생산비도 줄일 수 있는 신소재를 생산하는 신기술이 개발되었다면 아무런 고민 없이 높은 마찰계수의 마찰재를 적용하게 될 것이다. 하지만, 현재 사용되고 있는 대부분의 마찰재의 경우 마찰계수를 높이기 위해서는 표면의 산화막을 얇게하거나, 재질 자체를 연성인 재료를 사용하여야 하는데 이러한 요소의 변경은 마모의 증대와 열 발생 증대되므로, 오히려 제동력을 감소시키고 주변 부재, 특히 제륜자에 열적 피로를 증대시켜 파손을 일으키게 된다. 결과적으로 유지보수와 사용상의 편의측면에서 마찰계수를 높이는 것 역시 어려움이 있으며, 이러한 조건을 만족하는 재료의 마찰재는 상당히 고가로 생산되어져야 하므로 경제성을 잃게 된다.

마. 제동 제어 수준 향상

Anti Skid와 응하중 제어 등 제동 제어의 수준을 향상시켜 제동 효율성을 증대시킴으로써 제동력을 확보할 수 있다. 물론 직접적으로 제동력을 향상하는 방법에 비하면 그 효과가 작지만, 미끄러짐 등의 제동력 손실을 보전하여 제동력 증대에 도움이 된다.

답면 제동을 디스크제동으로 변경하게 되면 궤간가변장치의 특성상 설치할 수 있는 디스크의 숫자가 제한적이어서 제동력을 충분히 확보하지 못하게 된다. 따라서 기존 디스크제동 시스템에서 가능한 한 설계변경을 하지 않고 제동력을 확보하기 위한 방안으로 제시된, 레버비의 증대, 제동 공기압의 증대, 마찰계수의 증대

가능성에 대해 검토한 결과, 어느 한가지만을 가지고 해결하기에는 한계가 있다. 따라서 제한된 디스크를 이용한 디스크제동시스템을 사용하기 위해서는 여러 설계 요소들을 조금씩 조정하여 발생될 문제요소를 최소화 시키면서 부족한 제동력을 확보할 수 있는 최적설계 기법에 대한 연구를 통해 검토되어야 한다.

또한 화차의 제동시스템은 영·공차 하중조건을 고려하고 제동캘리퍼 유니트의 특성과 상호 연계하여 설계 개발하여 성능을 입증하여야 한다. 그러나 화차의 제동시스템 및 제동캘리퍼 유니트를 설계단계, 제작단계 그리고 성능입증단계를 거쳐 개발하기에는 많은 시간이 소요되므로 개발 중인 궤간가변 대차에서 디스크 제동을 적용하기 위해서는 제동캘리퍼 유니트 및 제동 시스템 등을 해외 동일대차에 적용되어 성능이 입증된 제동장치를 채용하는 방안을 고려할 수 있을 것이다.

8.3. 답면 제동 방식 검토

본 궤간가변 대차에서는 제동 장치로 답면 제동 방식을 우선 적용하고자 하였다. 디스크 제동 방식에서 만족하기 어려웠던 제동거리 문제를 쉽게 해결할 수 있으며, 특히 답면 제동은 화차에서 일반적으로 많이 사용하는 방식으로 차륜 답면에서 제륜자 (brake block shoe)와 직접 마찰작용이 일어나 작동하게 된다.

궤간가변 대차에서는 차륜의 폭이 어느 하나로 고정되어 있지 않으므로 차륜 폭의 변경에 따라서 제륜자의 폭도 적절하게 변경되어야 한다. 따라서 이러한 역할을 할 수 있도록 기존의 답면 제동 방식의 제륜자 홀더 등을 변경하여야 한다. 기존의 궤간가변 화차에서는 독일 특허인 EP0899177A1 (출원인: 독일철도 주식회사, 출원일자: 1997년, 공개일자: 1999년)의 제륜자의 위치를 변경하는 다소 복잡한 링크기구를 이용하였다.

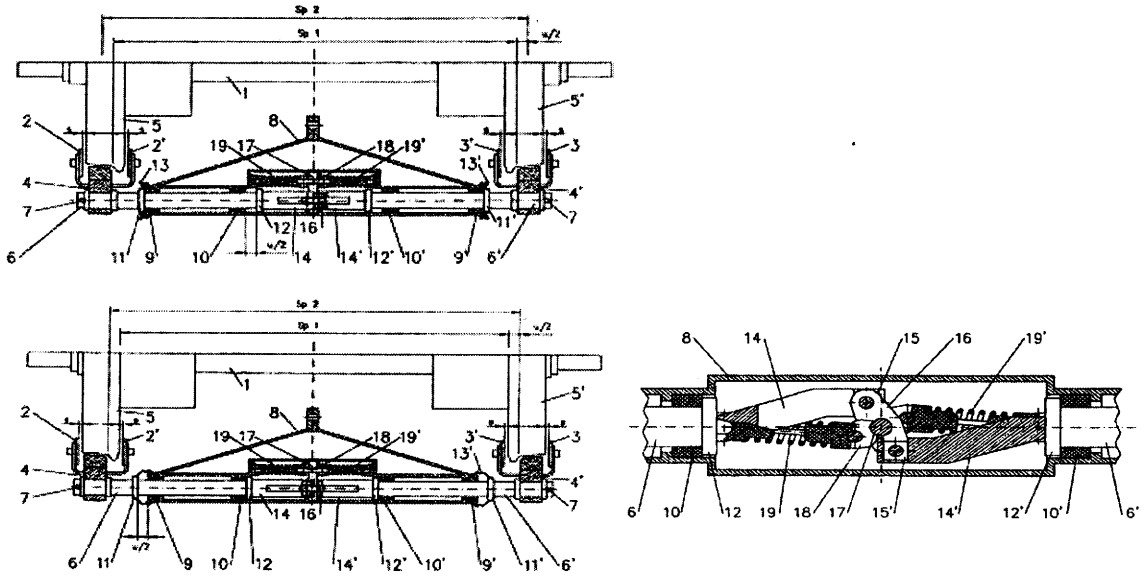
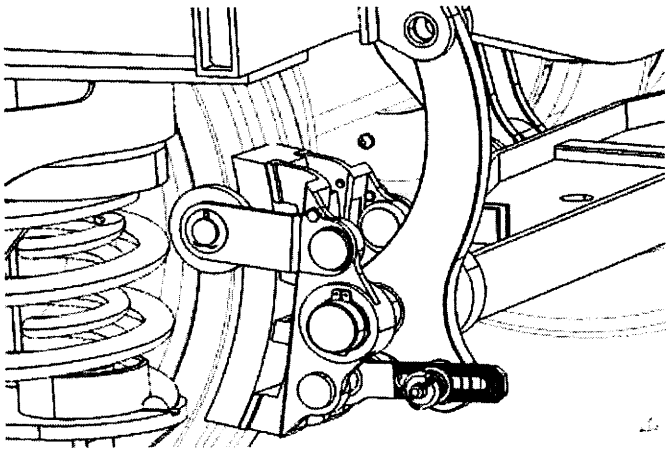


Fig. 5.148. 독일 궤간가변 답면 제동장치 개략도 (EP0899177A1).

본 궤간가변 장치 및 대차를 위해서 궤간가변용 답면 제동장치를 다시 설계하였다. 화차용인 점을 감안하여 제륜자의 위치가 변화하는 기구는 경제성, 신뢰성, 유지보수성 등 가능한 간단한 구조를 가지도록 하였다. 그 결과 도출된 장치는 아래 그림과 같다. 제륜자 홀더는 기존의 화차용에 비하여 그 형상을 변경하여 브레이크 빔의 축 위를 슬라이드 할 수 있게 하였으며 브레이크 가이드 브라켓이 차륜의 위치에 맞게 제륜자를 추종하도록 하는 역할을 한다. 가이드 브라켓 끝에는 마모판이 있으며 대차가 움직이는 동안 차륜이 구르므로 마모판과 차륜 사이드 면이 상대운동이 발생하여 미소한 간극을 형성하도록 하여 마모가 감소할 수 있도록 하였다. 제동 시에는 제륜자에 걸리는 제동력이 브레이크 빔 축과 수직하게 작용되므로 제동력이 차륜 답면과 제륜자에 걸리는 힘에는 영향이 없이 동일한 제동력을 발휘할 수 있게 하였다. 제륜자와 차륜 답면의 각도를 평행하게 하기위한 조정 볼트 등은 기존 화차의 방식을 동일하게 이용할 수 있게 하였고, 그 밖에도 기존 화차 부품과 가능한 많은 부분이 호환되도록 하였다.



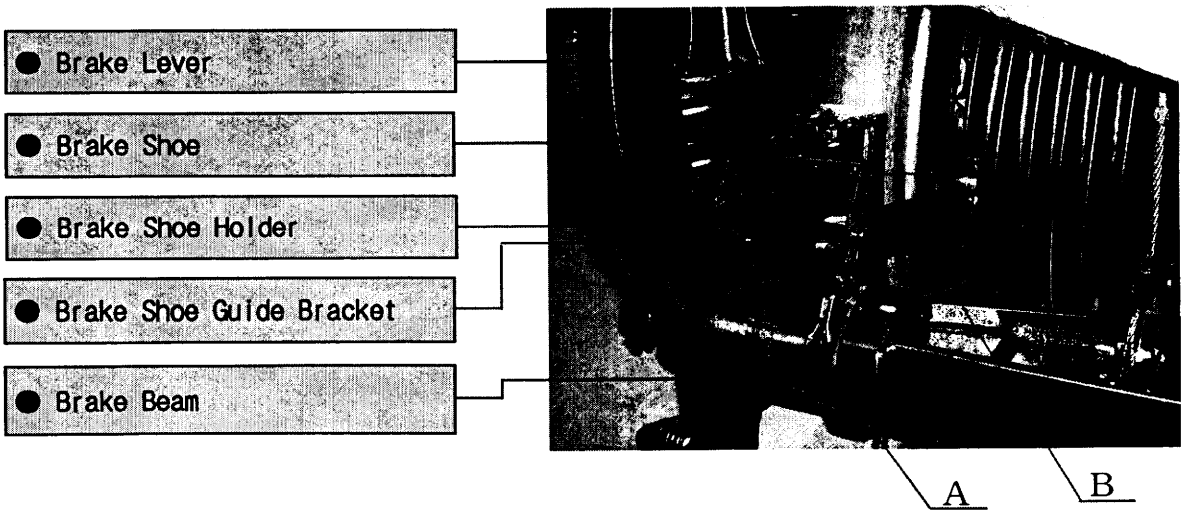
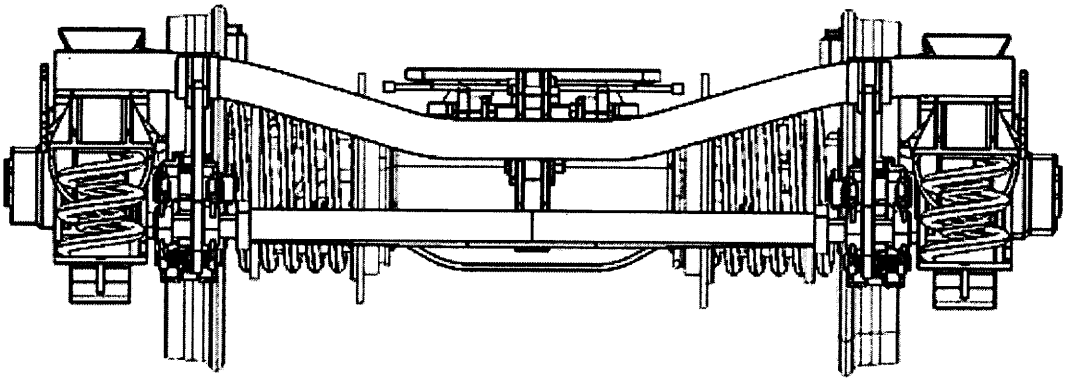
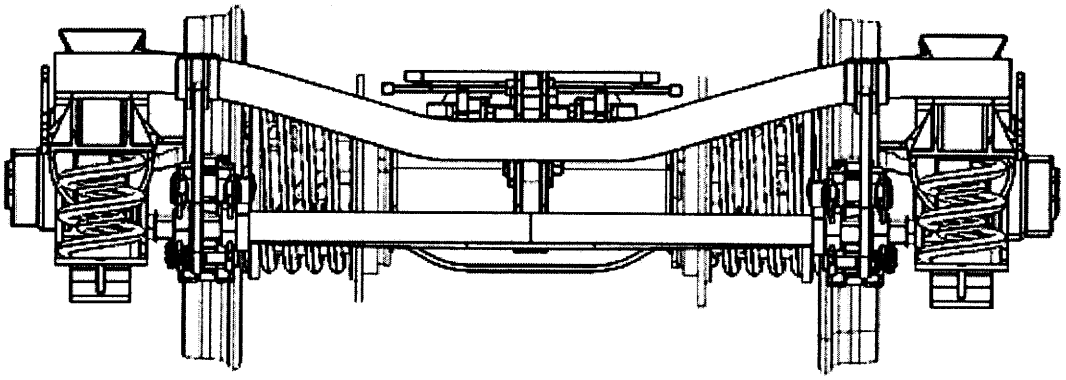


Fig. 5.149. 본 궤간가변 대차에서의 답면 제동장치 설계안 및 제작된 모습.



(a) 차륜이 광궤 상태일 경우



(b) 차륜이 표준궤 상태일 경우

Fig. 5.150. 본 궤간가변 대차의 답면 제동장치가 궤간 변경에 따라 적응되는 모습.

제동 장치의 변경으로 기존 화차 구조에서 변화되는 부분은 제륜자 홀더의 형상 변화, 브레이크 빔의 끝 부분 형상 확장, 브레이크 레버 행거의 대차프레임에 부착되는 위치 조정이다. 이를 통하여 제동거리 조건을 만족하면서도 비교적 경제적이고 쉽게 궤간가변용 제동장치의 구현이 가능하다.

제 9 절 지상 궤간변환설비 관련 연구

9.1. 릴리즈 레일 개선

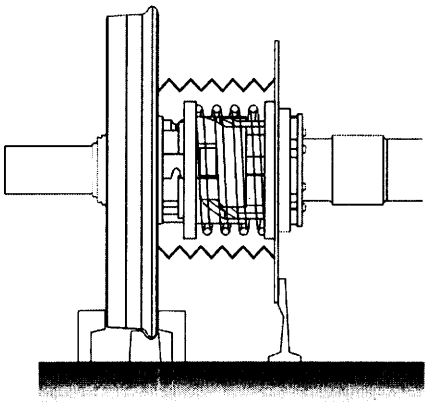
본 궤간가변 시스템은 폴란드와 독일에서와 같이 하중지지 없이 궤간을 변환하는 모듈형 방식이며, 궤간 잠금의 방식이 다르지만 그 설계 개념 상 폴란드와 독일의 지상 궤간변환 설비와 서로 호환된다. 축중이 더 큰 화차에서는 스페인 또는 일본에서와 같이 여객용의 궤간가변 방식인 하중지지 방식이 어려우며, 하중지지 방식은 부가적인 장치들이 대차 프레임에 적용되므로 화차 대차에 적용하기에 경제적이지 않을 수 있다.

하중지지 없는 방식에서는 릴리즈 레일에 의해 플랜지 (릴리즈 디스크)가 밀리고 궤간이 변경될 때 다소 큰 진동과 소음이 발생하는 것이 단점으로 알려져 있다. 과도한 진동은 부품의 수명을 단축시키거나 시스템의 마모 및 파손을 유발할 수 있으며, 적재된 화물에 진동이 발생하여 손상되거나 위험물인 경우 안전성을 저해할 가능성이 있다. 또한 향후 이러한 궤간변환 방식을 여객차에 적용된다면 큰 진동 및 소음은 정숙한 운행을 저해하고 승객에게 불편을 초래할 수 있다.

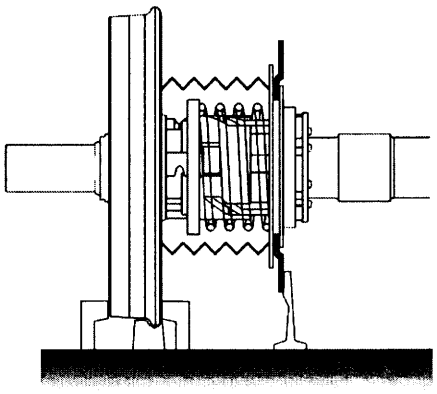
이러한 진동 및 소음은 일차적으로 지상 부품들과 윤축 및 잠금 부품들 간의 마찰에 의해 유발 된다. 본 절에서는 궤간변환 중의 릴리즈 레일과 플랜지 간 마찰을 줄이기 위하여 릴리즈 레일을 개선하였다.

아래 그림 중 (a)에 나타난 릴리즈 레일은 기존의 방식으로 궤간변환 시 릴리즈 레일과 플랜지 간에 마찰이 발생한다. 따라서 그러한 마찰을 줄이기 위한 방법으로 롤러를 설치하는 것을 고려할 수 있으며, (b) 및 (c)와 같이 롤러를 플랜지에 설치하거나 릴리즈 레일에 설치하는 방법을 생각할 수 있다. 플랜지에 설치하는 방식은 디스크를 공회전하게 하는 것으로 구현할 수 있다. 이를 위해서는 공회전 디스크를 장착할 수 있는 부품들을 모든 차량의 차축에 설치되어야 하므로 비교적 경제적이지 않으며, 상대 운동을 하는 부품들이 추가되어 유지보수의 노력도 더 부가될 수 있다. 반면에 릴리즈 레일에 롤러를 설치하는 방식은 궤간변환 지점에만 설치되는 릴리즈 레일에만 적용하면 되므로 전자에 비해서 훨씬 경제적이고 유지보수 면에서도 더 유리하다.

(a) 기존의 릴리즈 레일을 이용한 방식



(b) 플랜지가 공회전 가능한 방식



(c) 릴리즈 레일에 롤러 설치한 방식

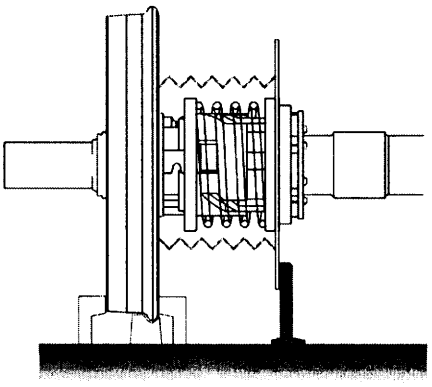


Fig. 5.151. 플랜지 및 릴리즈 레일의 방식.

9.2. 걸림쇠 해정 레일 개선

걸림쇠 해정 레일은 궤간변환의 시작과 끝에서 안전장치로서의 플랜지 걸림쇠 (Safety Catch) 잠금을 해제하거나 다시 잠그는 역할을 한다. 당초 기본 설계 시 설치 위치를 확보하고 부품을 단순하게 하며 그 수를 최소화하는 방안을 도출하였다. 그 결과로 걸림쇠는 축에 수직한 방향으로 플랜지를 잠그며, 또한 걸림쇠를 해정하는 걸림쇠 해정 레일도 축에 수직한 방향으로 걸림쇠를 누르게 된다. 이때 윤축은 걸림쇠 해정 레일 위를 구르게 된다.

철도 차량의 차륜은 차량마다 다를 수 있으며, 동일한 차륜이라도 답면의 마모에 의해서 지름이 작아지게 된다. 모든 경우에서 걸림쇠가 해정되기 위해서는 걸림쇠 해정 레일의 높이가 들어오는 윤축의 높이에 따라서 조정될 수 있어야 한다. 따라서 아래 그림과 같이 들어오는 윤축의 높이에 따라서 걸림쇠 해정 레일이 스프링의 힘을

견디고 아래로 눌려져 조정되도록 개선하였다.

플랜지 걸림쇠는 다른 레일들에 비하여 큰 하중을 받지 않는 레일이며, 걸림쇠 해정 레일의 높이는 어느 범위로 조정될 수 있도록 하지만 위 방향으로 과도하게 커져서 이탈하지 않도록 가운데에 스톱퍼를 둔다.

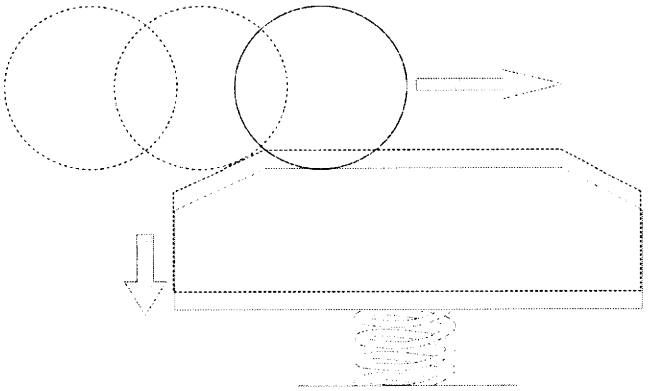


Fig. 5.152. 걸림쇠 해정 레일의 가변 높이 개념.

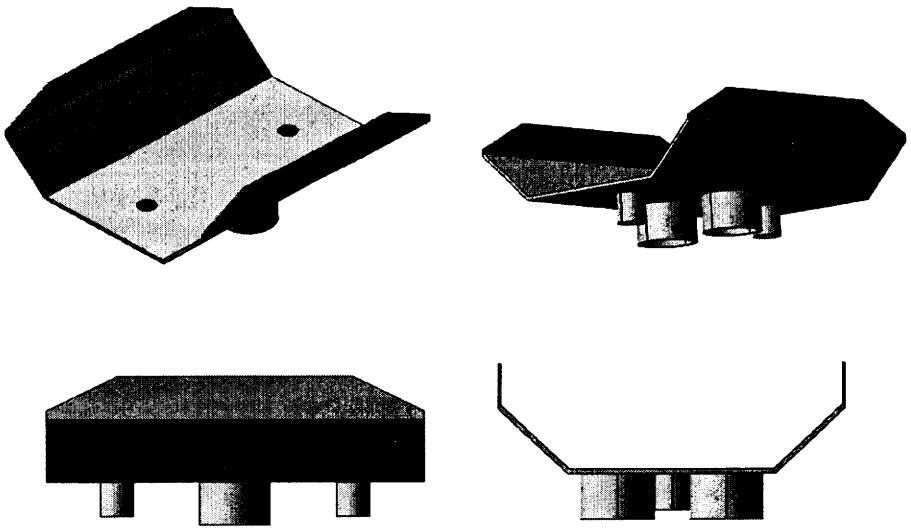


Fig. 5.153. 걸림쇠 해정 레일 부품의 개념도.

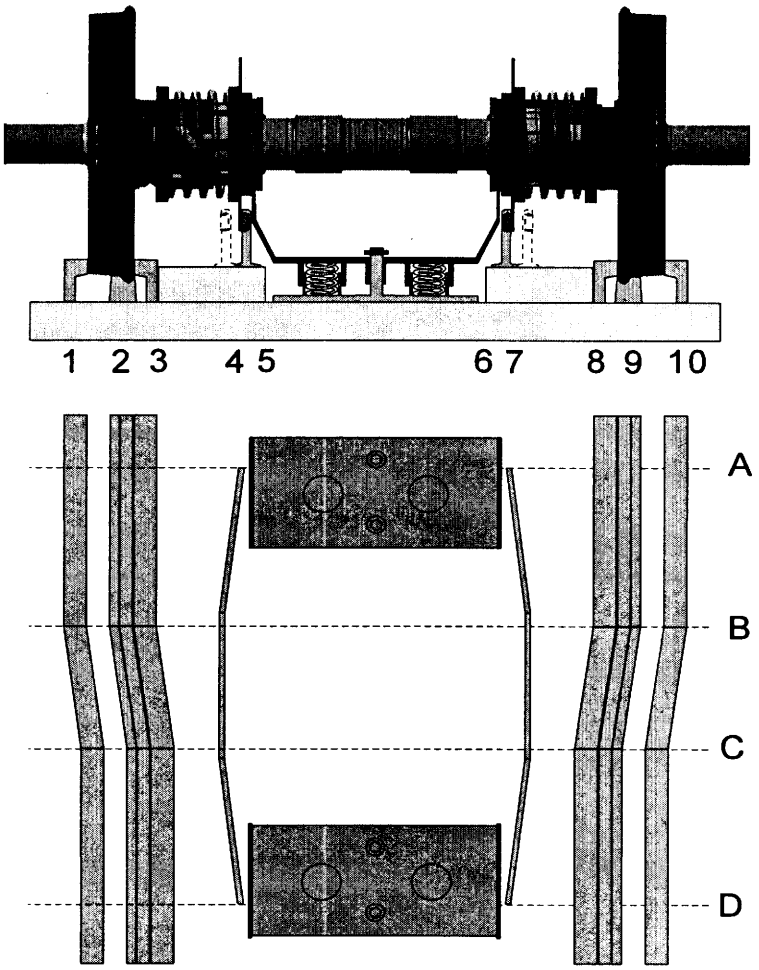


Fig. 5.154. 걸림쇠 해정 레일을 개선한 지상 궤간변환 설비 및 궤간가변 윤축.

9.3. 그루브/가이드 레일의 배치

궤간변환 지상설비는 궤간이 다른 두 궤도가 만나는 지점에서 궤간가변 열차가 지나게 될 때 차륜 궤간을 변경하게 하는 레일들로 이루어져 있으며, 정확하게 주어진 궤간으로 변경되도록 하기 위해 매우 정밀하게 제작 및 설치되어야 한다. 레일들과 윤축의 잠금부의 치수가 서로 정밀하게 호환되지 않을 경우 잠금 및 해정 과정에서 오류가 발생할 수 있다.

현재 TSR 구간의 반대 쪽 편에서 상용화되어 운영되는 폴란드의 궤간변환 설비와 본 과제의 윤축이 호환되도록 하였다. 윤축의 플랜지 위치 및 릴리즈 레일에 의해 밀리는 플랜지 변위가 폴란드 또는 독일의 궤간가변 윤축과 동일하다. 제 5장 1절에서 수치해석을 통해 본 과제에서 도출된 궤간가변 윤축의 궤간 변환 시

동역학적 특성을 살펴본 바 있다. 이 때 동역학적인 수치모델링을 통해 주요 치수가 반영되어 해석이 되었다. 특히, 궤간 변경영역의 길이에 따른 동특성 변화를 살펴본 바는 일반적인 길이 범위 내에서는 그러한 길이 보다는 오히려 통과 속도에 따라 궤간가변 시의 동특성이 현저하게 달라진다는 것이었으며, 통과속도가 중요한 변수였다.

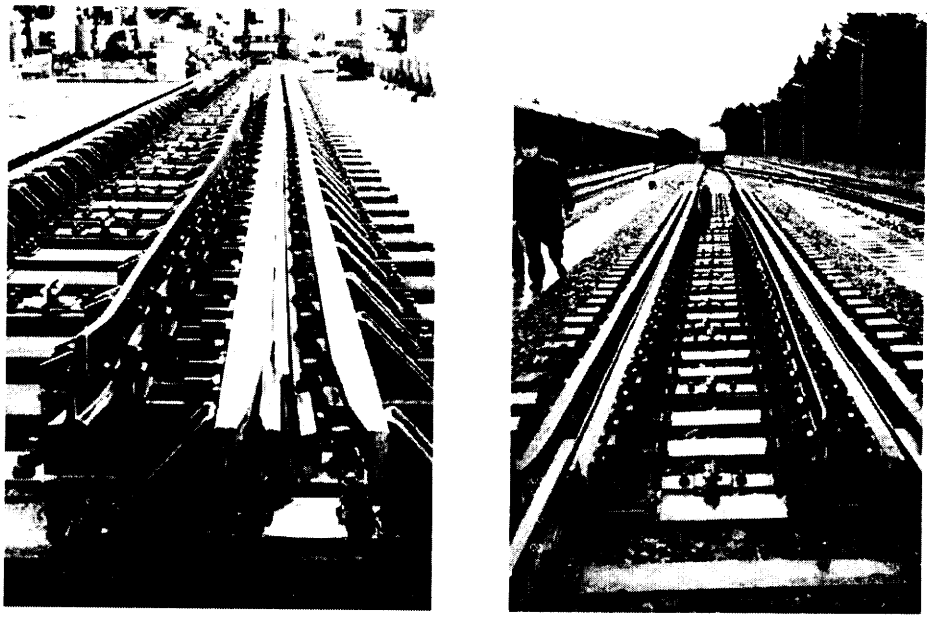


Fig. 5.155. 폴란드 궤간변환 설비 (1435/1520 mm). Lithuania의 Mockawa 역 설치.

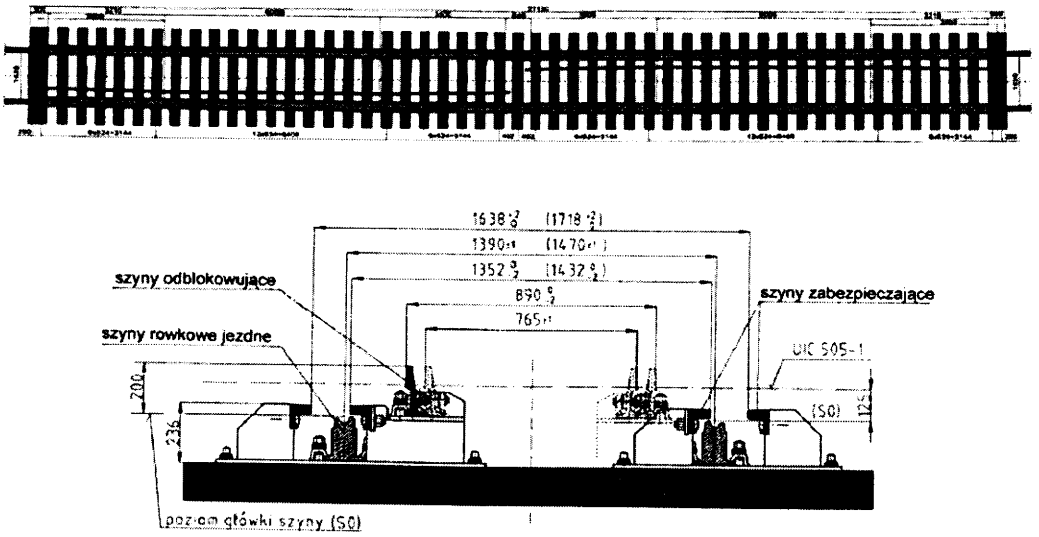


Fig. 5.156. 폴란드 궤간변환 설비 개략도 (1435/1520 mm).

따라서 변환설비의 관점에서는 궤간이 변환되는 영역 (광-표준 궤도를 연결하는

부분)의 길이 결정에서 그루브/가이드 레일 및 차륜의 기하학적인 연성이 중요하게 된다. 본 절에서는 그루브/가이드 레일의 설치 관점에서 차륜답면 형상 및 각 레일의 형상 (특히 맞물리는 부분)의 세부치수 결정에 대해 다룬다. 이때 폴란드 변환설비의 그루브/가이드 레일의 배치를 이용하여 서로 호환성이 유지되도록 하였다.

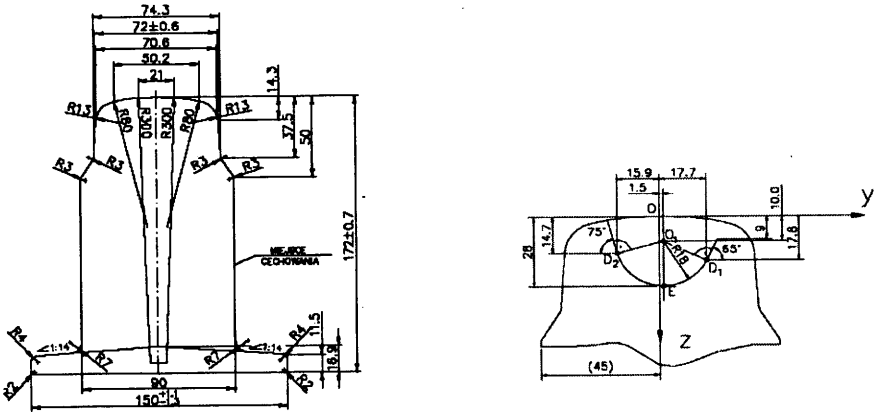


Fig. 5.157. 폴란드 궤간변환 설비의 그루브 레일 도면.

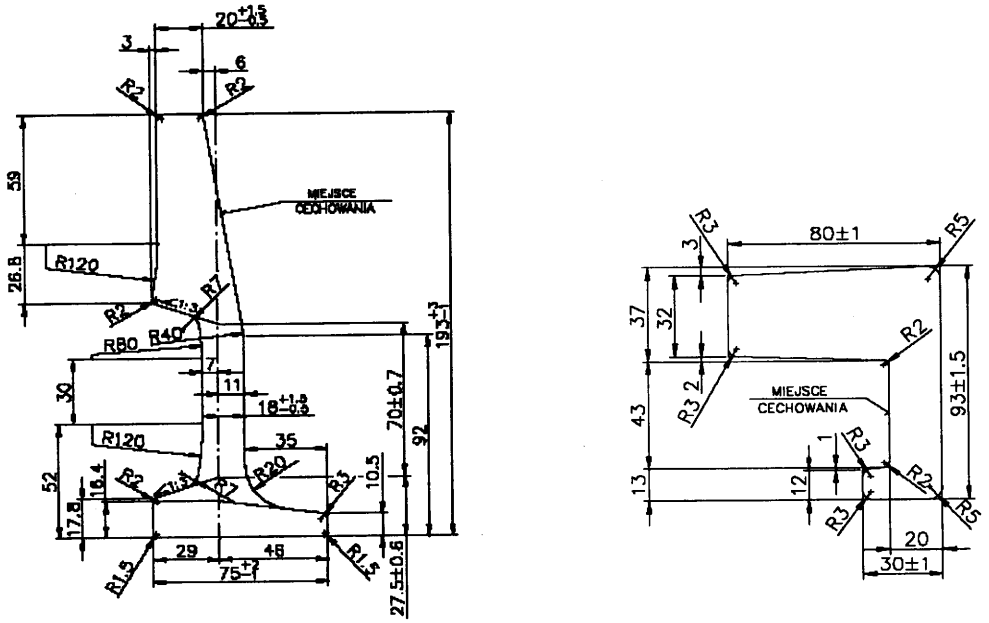


Fig. 5.158. 폴란드 궤간변환 설비의 릴리즈/가이드 레일 도면.

본 궤간가변 시스템은 동북아 지역의 궤도조건 (남한, 북한, 중국, 러시아)에서 적합하도록 동역학 특성 및 마모 특성을 고려하여 KNR 차륜답면 및 차륜을 적용하고 있다. 따라서 폴란드 궤간가변 차량의 차륜과 치수가 다르므로

그루브/가이드 레일에 호환되어 작동에 문제가 없는지를 파악하여야 하였으며, 궤간가변 설비를 통과하는 속도는 10-30 km/h 내외로 저속이므로 그루브/가이드 레일 위를 해당 차륜이 통과할 때 서로 간섭이 발생하는지 여부에 주안점을 두었다.

지상변환 설비의 길이는 27.1 m이고 그루브/가이드 레일이 광궤에서 표준궤로 변화되는 영역은 각 차륜이 6 m이다. 궤간변경에 의한 한쪽 차륜의 위치 변화는 42.5 mm (=(1520-1435)/2 mm)이다. 따라서 그루브/가이드 레일이 궤간변경을 위해 틀어져 있는 각도는

$$\tan^{-1}\left(\frac{42.5}{6000}\right) = 0.00708\ rad = 0.406\ 도$$

이다. 그루브/가이드 레일의 각도 별로 변환 영역 길이(광-표준 궤도를 연결하는 길이)는 다음과 같다.

Table 5.42. 그루브/가이드 레일의 각도에 따른 변환영역 길이.

각도 (deg)	0.3	**0.406**	0.45	0.50	0.55	0.60	0.68
변환영역 길이 (mm)	8117	**6000**	5411	4870	4427	4058	3581

변환영역의 길이가 작을수록 그루브/가이드 레일의 각도가 커지며 변환 시 가이드 레일이 차륜에 작용하는 횡방향 힘이 커지게 된다. 이 경우 차륜-가이드 레일 간의 마찰력뿐만 아니라 차륜-차축 면 (슬라이드 부싱)에 작용하는 마찰력도 커지게 되어 마모가 촉진되고 동적 안정성이 저하될 수 있다. 반면, 변환영역의 길이가 커지면 설치 시 공간을 많이 점유하고 설치비용이 더 들게 되며 통과시간이 다소 증가한다.

9.3.1. 그루브/가이드 레일의 각도 변화에 따른 접촉 양상

본 궤간가변 화차의 차륜 형상 안에 대하여 그루브/가이드 레일의 각도 변화 (변환영역 길이의 변화)에 따라서 원활히 통과가 가능한지를 CATIA 모델을 이용하여 분석하였다. 그루브 레일 간의 간격 143 mm (폴란드 변환설비의 값)에 대하여 차륜 (rolling 직경: 860 mm, 차륜폭 140 mm)이 평행하게 놓여진 모습을 아래 그림에 나타내었다. 차륜은 KNR 차륜이며 접촉과 관련이 없는 중심부를 제외하고 실제 도면의 치수를 그대로 이용하였다.

틀림각 0도는 변환설비 중에서 폭이 늘어나거나 좁아지지 않는 영역에 해당하는 것이다.

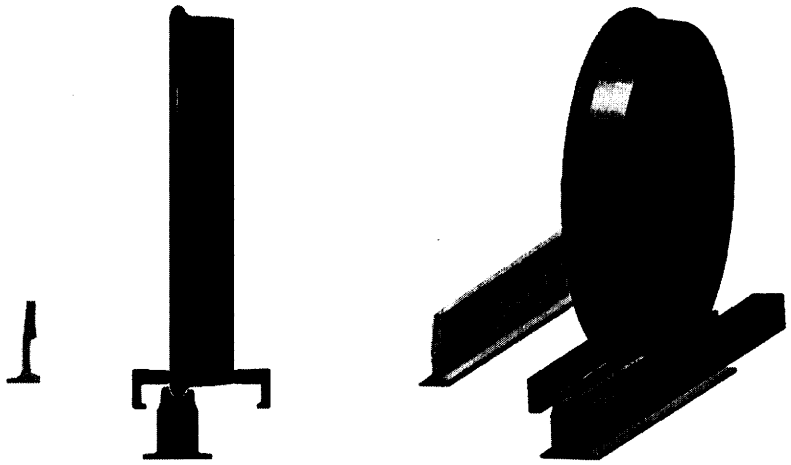


Fig. 5.159. 변환 설비 및 차륜 (틀림각 0도, 평행한 모습).

현재 제작되고 있는 국내 화차 차륜의 폭은 도면상 140 mm이며, 그 공차는 ±3 mm이다. 안쪽 가이드 레일 간 폭의 공차는 0, -2 mm 이며, 바깥쪽 가이드 레일 간 폭의 공차는 +2, 0 mm이다. 서로 간의 간격이 가장 적어지는 경우는 가이드 레일의 공차가 각각 0이고 차륜의 공차가 +3 mm일 때이며, 차륜의 폭이 143 mm, 가이드 레일 폭이 143 mm로 동일하여 차륜이 가이드/그루브 레일 위를 원활히 구르지 못하게 된다. 따라서 차륜의 공차를 더 작게 관리해야 할 필요가 있음을 알 수 있다.

한편, 폴란드 변환설비의 변환영역 길이 6000 mm에 해당하는 틀림각 0.4도로 가이드/그루브 레일이 틀어져 있는 상태를 아래 그림에 나타내었다.

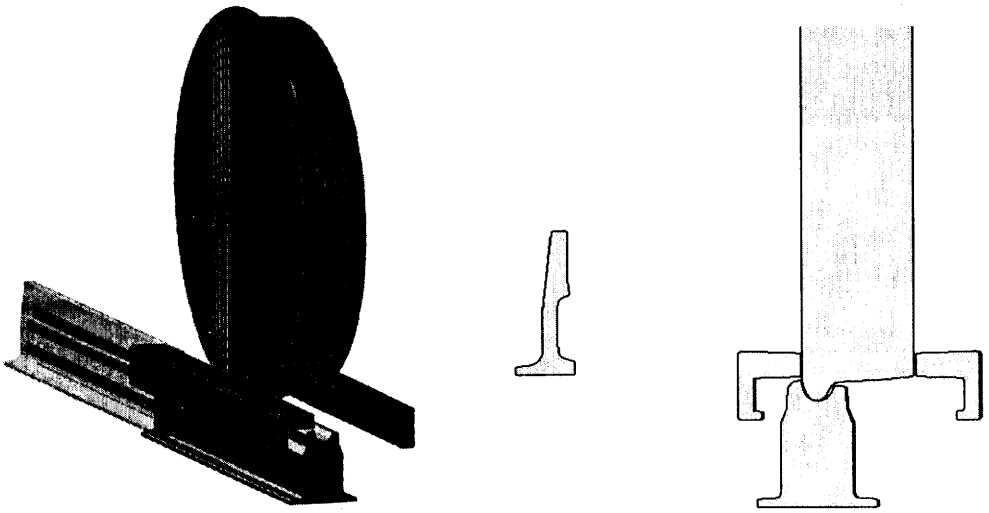


Fig. 5.160. 변환 설비 및 차륜 (틀림각 0.4도).

그림에서 차륜 안쪽의 위쪽이 접촉하고 있음을 볼 수 있다. 이러한 상황은 표준궤에서 광궤로 변환이 이루어지고 있는 것이며 그 반대로 변환이 이루어질 경우에 차륜의 바깥쪽의 아래쪽이 접촉하게 되지만 결과는 동일하게 도출되므로 그림의 상황에 대해서만 다루기로 한다. 접촉한 모습은 아래 그림에서 더욱 뚜렷하게 볼 수 있다. 차륜이 원형이므로 가이드레일 높이에서 접촉하게 되는 차륜의 단면 프로파일을 좌측 그림에서 흰 선으로 나타내었으며, 만일 가이드 레일의 높이에서 자른 단면도를 우측 그림에 나타내었다.

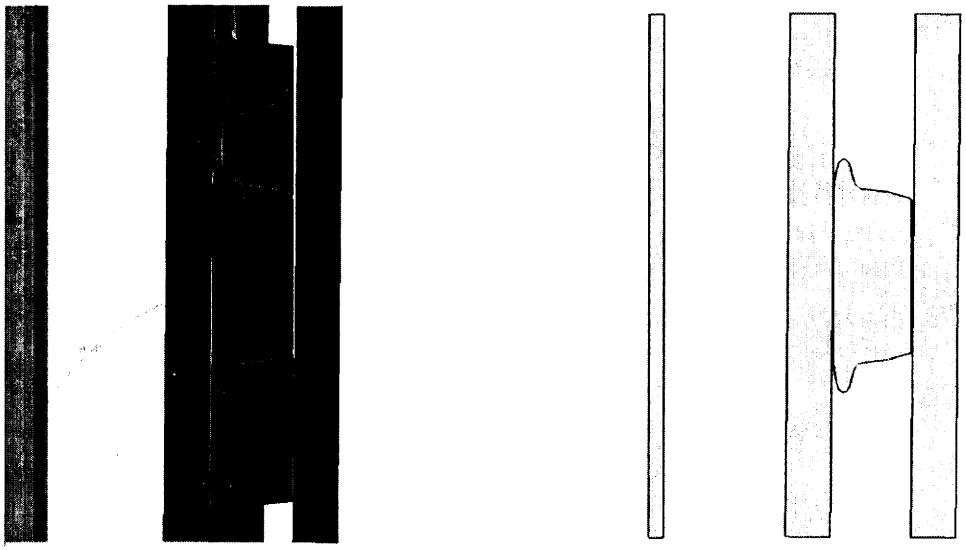


Fig. 5.161. 변환 설비 및 차륜의 윗면도 (틀림각 0.4도)

틀림각 0.4 도에서는 원활하게 궤간변경이 이루어지며 통과할 것으로 볼 수 있다.

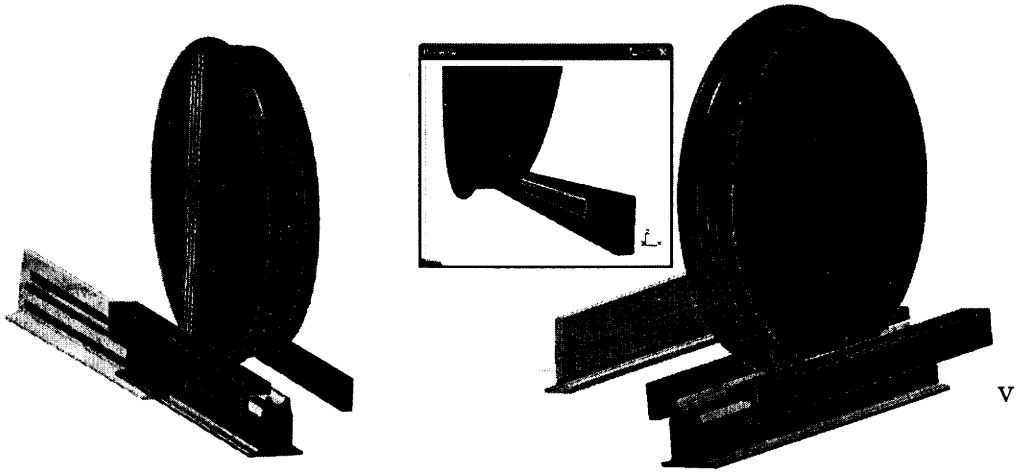


Fig. 5.162. 변환 설비 및 차륜 (틀림각 0.65도)

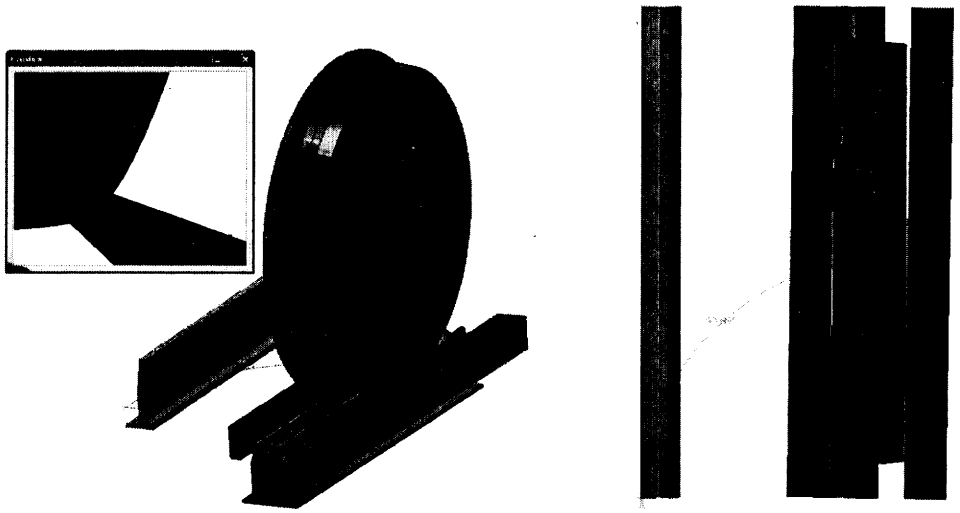


Fig. 5.163. 변환 설비 및 차륜 (틀림각 0.69도)

위 그림에서와 같이 가이드/그루브 레일의 각도가 좀더 커지게 되면 틀림각 0.65도 부근에서 차륜의 안쪽과 바깥쪽 모두에서 접촉이 발생하게 되고 0.69도에서는 차륜과 가이드레일 간에 간섭이 발생하게 된다. 이러한 접촉과 간섭은 차륜의 수평 위치를 어떻게 바꾸어보아도 발생하는 것으로서 틀림각 0.65도 이상에서는 차륜이 진행할 수 없고 원활한 궤간변경 또한 이루어지지 않음을 알 수 있다. 따라서 틀림각 0.406도는 변경영역의 길이와 원활한 궤간변경 면에서 적절한 값이라고 여겨진다.

9.3.2. 차륜의 폭 +공차 관련 접촉 양상

기존 KNR 화차 차륜의 제작 시 폭 140 mm에 ±3 mm의 공차로 제작된다. 그러나 궤간변환설비를 통과하여야 하는 궤간가변 화차의 차륜은 그루브/가이드 레일의 폭 및 공차와 연관되어 그 공차가 다시 정해져야 한다. 이러한 관점에서 가장 먼저 문제가 발생할 수 있는 그루브/가이드 레일의 폭 공차는 0일 때이고 화차의 차륜 폭 공차가 +3일 때이다. 그러나 이러한 경우 이미 접촉이 발생하며 통과가 어렵게 된다. 따라서 차륜 폭의 +공차 값을 정하기 위하여 +1 및 +2 mm의 차륜 폭 증가에 대하여 그루브/가이드 레일 틀림각 0.406도 일 때 접촉/간섭 경향을 살펴보았다.

아래 그림의 차륜폭 +1 mm 증가된 경우를 보면 차륜의 한쪽에서 접촉이 발생할 때 다른 쪽에서는 접촉이 발생하지 않는다. 반면 폭 +2 mm 증가된 경우를 보면 차륜의 안쪽에서 접촉이 발생할 때 차륜의 바깥쪽에서 약 0.56 mm의 간섭이 발생하고 따라서 차륜의 통과가 어렵게 된다. 결국 궤간가변 화차의 차륜 폭은 140 mm에서 +1 mm, -3 mm의 공차로 주어질 경우 원활한 변경구간의 통과가 가능하다.

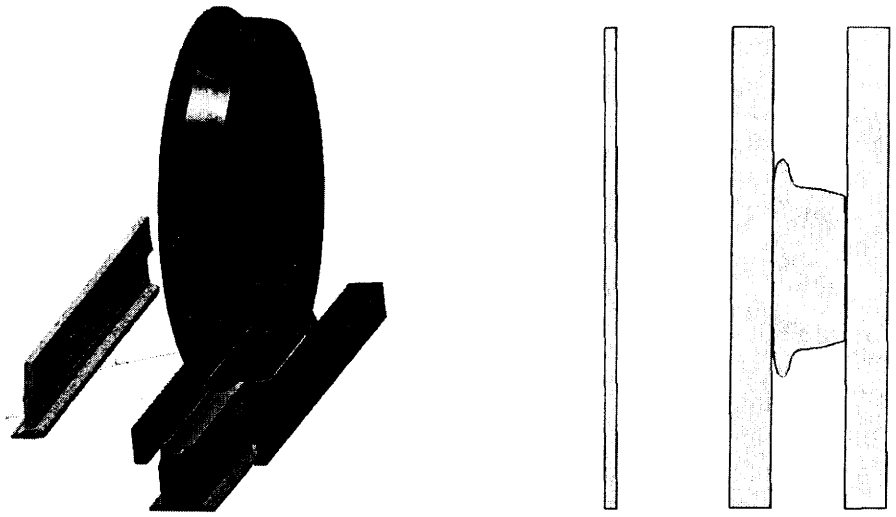


Fig. 5.164. 변환 설비 및 차륜 (틀림각 0.406도, 차륜폭 141 mm)

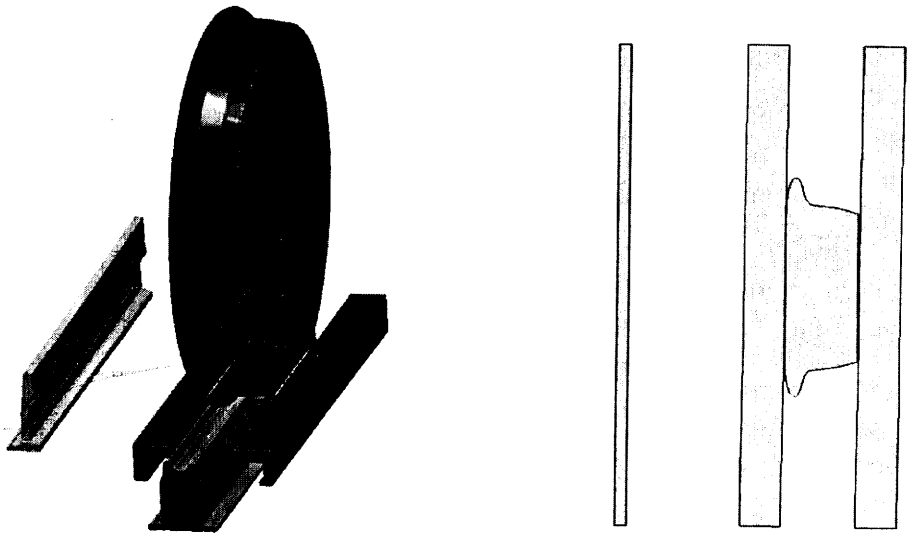


Fig. 5.165. 변환 설비 및 차륜 (틀림각 0.406도, 차륜폭 142 mm)

9.3.3. 그루브/가이드 레일 및 차륜폭 치수

앞에서의 분석 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 그루브/가이드 레일 등의 주요 치수는 아래 그림과 같이 설치한다.
- 궤간가변 차륜의 폭은 140 mm (공차 +1, -3 mm)로 제작한다.

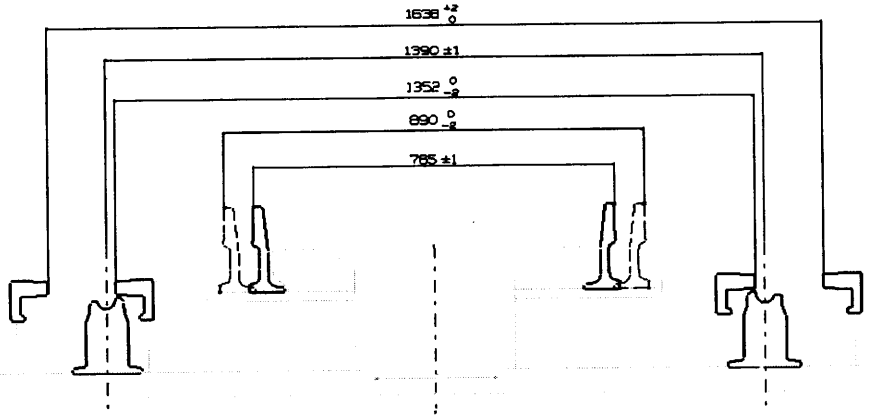


Fig. 5.166. 변환 설비 주요 치수 (그루브/가이드/릴리즈 레일).

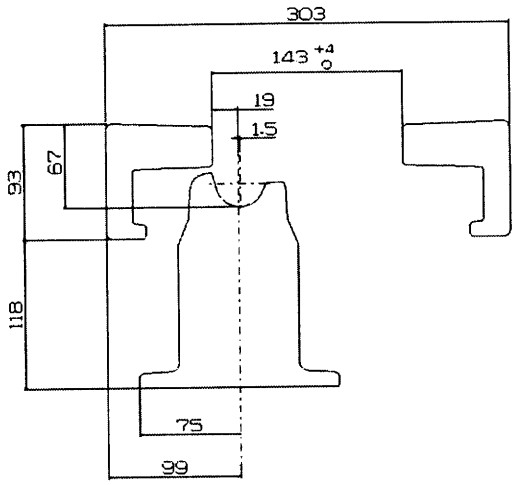


Fig. 5.167. 그루브/가이드 레일 배치.

9.4. 궤간변환 모니터링 시스템

궤간가변 시스템은 철도차량에 설치되는 것으로서 안전 및 신뢰성이 보장되어야 한다. 특히, 궤간가변 부품의 혹시 모를 파손이나 오작동을 검지할 수 있다면 그러한 안전도 향상에 기여할 수 있다. 본 절에서는 지상 궤간변환설비에 실시간으로 고장을 검지할 수 있는 모니터링 시스템을 고안하였으며 모의 시험을 수행하였다.

아래 그림은 궤간변환이 이루어지는 지상변환 설비의 모습을 보여주고 있다. 궤간변환 지상설비의 경우, 궤간변환 진행상황에 따라 설비를 구성하고 있는 각 레일에 작용하는 응력상태가 독립적으로 결정되는 특성을 갖기 때문에 이 점을 이용하여 자동화된 궤간변환 검출장치의 구성이 가능하다. 즉, 각 레일응력 상태의 변화를 모니터링 함으로써 궤간변환 과정이 어떻게 진행되고 있으며 문제가 발생할 경우 어떤 종류의 문제가 발생했는지 또한 추론이 가능하게 된다.

광궤에서 표준궤로 궤간이 변환되는 상황을 기준으로 하여 진행상황에 따른 각 레일의 특성이 변화하는 구간을 각 레일에 작용하는 응력상태 변화에 기초하여 5단계로 구분하였다.

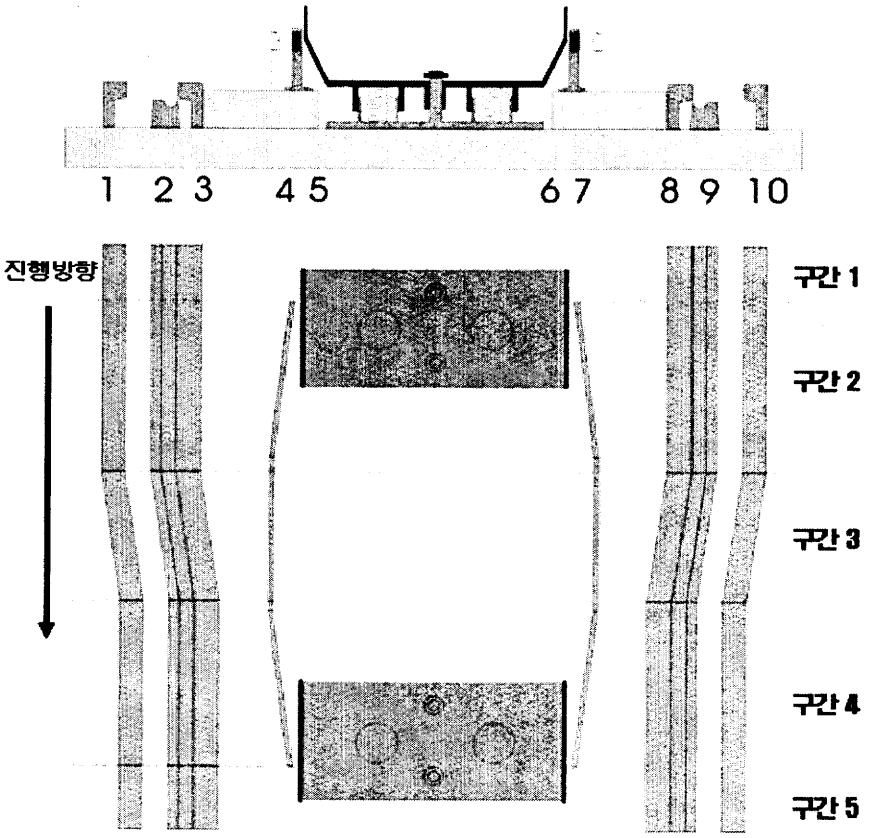


Fig. 5.168. 지상 궤간변환설비의 모니터링 구간설정.

각 과정별로 각각의 레일이 갖는 특징을 양쪽 레일이 대칭이므로 좌측 설비(1-5)를 기준으로 설명하고자 한다. 설명에서는 '구간-위치'의 표현방법을 사용한다. 예로, 1-1이라 함은 구간1에서 1번 위치, 즉 좌측 가이드레일 부분을 의미한다.

Table 5.43. 궤간변환 진행상황 별 각 위치에서의 하중작용 유무 (광궤→표준궤).

위 치 / 구 간	1(=10) 좌 · 가이드 Out	2(=9) 좌 · 그루브	3(=8) 좌 · 가이드 In	4(=7) 좌 · 릴리스	5(=6) 좌.걸림쇠해정
1	×	○	×	×	○
2	×	○	×	○	×
3	○	○	×	×	×
4	×	○	×	○	×
5	×	○	×	×	○

먼저, 전 과정동안 2번 위치(좌 · 그루브 레일)에서는 항상 센서 신호가 계측되어야 하며 그렇지 않을 경우에는 탈선을 의심해볼 수 있다. 정상적으로 궤간변환이 이루어지는 상황을 가정할 때, 구간1은 정상 광궤레일 상태에서 걸림쇠 해정 레일이 작동하는 상황으로 1-5의 센서에서는 신호가 측정되고 나머지 위치(1-1, 1-3, 1-4)에서는 신호가 없는 상태이다. 구간2는 걸림쇠가 해정된 후 릴리스 레일에 의해 플랜지가 밀리면서 잠금이 해제되는 상황으로, 2-4위치에서만 센서신호가 관찰된다. 구간3은 잠금이 해제된 차륜이 광궤에서 표준궤도 변환되는 상황으로, 좌측 가이드 레일의 바깥부분에 하중이 걸린다. 따라서, 3-1위치에서만 센서신호가 관찰된다. 만약, 표준궤에서 광궤로의 변환과정이라면 가이드 레일의 안쪽부분(3-3위치)에 하중이 발생할 것이다. 구간4는 플랜지가 원 위치로 돌아오고 궤간 잠금이 이루어지는 상황으로 4-4위치에서만 센서신호가 관찰된다. 마지막으로, 구간5에서는 궤간변환이 완료되어 걸림쇠가 잠기는 구간으로 5-5위치에서만 센서신호가 관찰된다.

궤간변환 전 과정동안 실시간 모니터링을 수행할 경우 과정 중 발생가능 한 여러 가지 오류 상황들을 대해 오류의 '종류'와 발생한 '위치'의 판별이 가능하다.

Table 5.44. 궤간변환 과정 중 발생 가능한 오류상황.

위 치 / 오류 구분	구간	1(=10)	2(=9)	3(=8)	4(=7)	5(=6)
탈 선	전구간	-	무응답	-	-	-
	* 차륜이 탈선 상황으로 긴급 정지 조치 필요					
해정레일 오류	2	-	-	-	과도	-
	* '걸림쇠' 부분 오류 의심					
잠금해제 오류	3	과도	-	-	-	-
	* '잠금기구' 부분 오류 의심					
잠금 오류	4	-	-	-	과도	-
	* '잠금기구' 부분 오류 의심					
궤간변환 오류	5	신호	-	신호	-	-
	* '걸림쇠' 부분 오류 의심					

궤간변환 모니터링 시스템의 개념은 아래 그림과 같다. 앞 절에서 전술한 것처럼 그림에서와 같이 궤간변환 지상설비를 구성하는 부분을 5개의 부분으로 구분하고 각 부분에 부착되는 센서 라인을 S1~S5로 구분한다. 각 센서 라인에는 지상변환 설비의 크기에 따라 적당한 수의 센서(1개/m 권장)를 구성한다. 한편, S1~S4까지는 변형률 센서를 이용해서 구성하며 S5는 걸림쇠 해정레일의 구성형태에 적합한 변위 센서를 이용 진행방향 전·후 각 1개씩 2개로 구성한다.

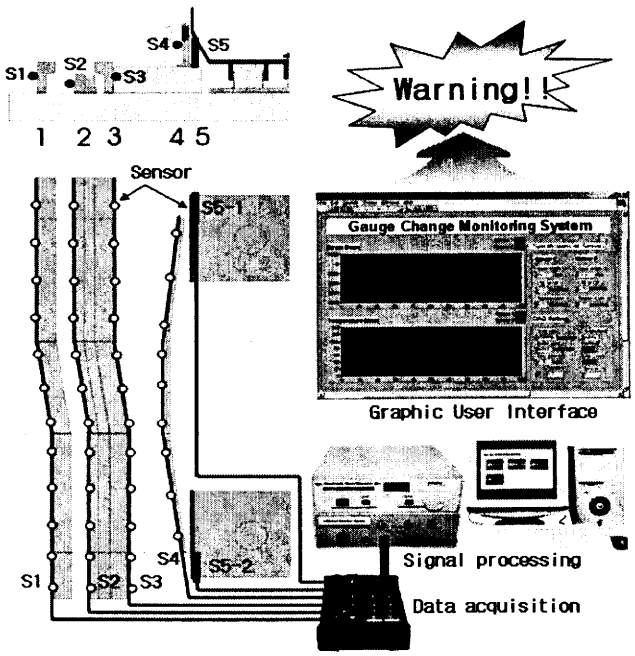
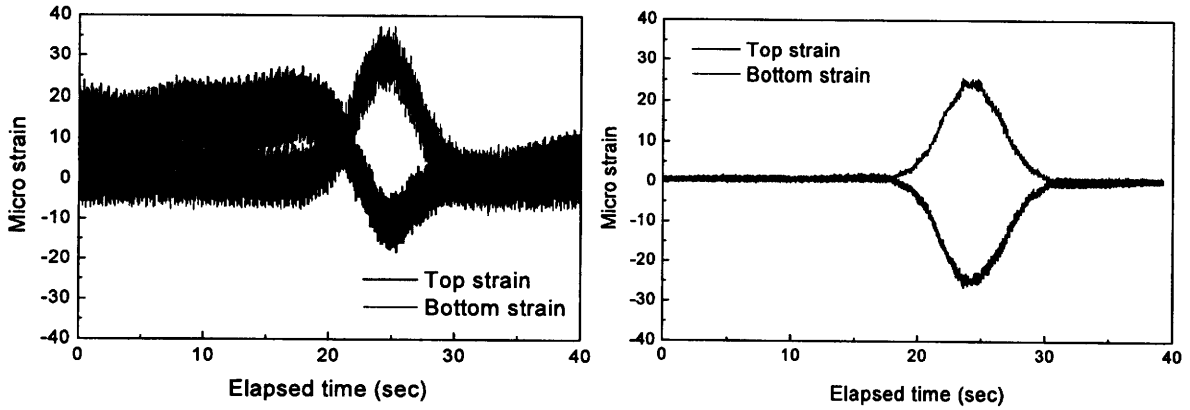


Fig. 5.169. 궤간변환 모니터링 시스템 개념도.

각 센서 라인은 데이터 수집보드를 통해 실시간으로 계측되고 신호처리 부를 거친 후 관리자 화면에 실시간으로 모니터링 되도록 한다. 실시간 모니터링 프로그램은 운용 전 교정(calibration) 과정을 통해 각 센서 위치별로 설정된 값을 통해 이상 작동 발생 시 사용자에게 경고 신호(warning)를 줄 수 있도록 사용자 편의성을 고려하여 GUI (graphic user interface) 방식으로 구성하도록 한다. 교정과정에서는 궤간 가변 차량의 공차 및 영차 조건에 대해 정상적인 궤간변환 상황에서의 각 센서 별 변형률 범위를 측정해 정상작동 범위로 활용한다. 향후, 궤간변환 지상설비에 적용되는 모든 종류의 차량에 대해 데이터베이스를 구축하고 궤간변환 지상설비로의 진입 시 차량의 종류를 자동으로 인식하는 센서와 함께 시스템을 구성한다면 자동화된 궤간변환 설비의 구축이 가능하다.

본 과제에서는 궤간변환 모니터링 시스템을 위한 센서로 변형률 센서와 변위 센서로 크게 두 가지 종류를 고려한다. 이러한 물리량을 측정할 수 있는 센서로는 측정원리에 따라 기존의 전기식 센서에서부터 자기센서, 이미징 센서, 광센서 등 그 종류가 매우 다양하며 측정방법에 따라서는 접촉식과 비접촉식으로 나눌 수 있다.



(a) 전기식 센서 - 변형률게이지 (b) 광센서 - FBG센서

Fig. 5.170. 센서 종류에 따른 전·자기파 노이즈 효과 비교.

모니터링 시스템에는 다수의 센서 라인(10개)과 각 센서 라인에 대해 많은 수(1개/m)의 센서를 필요로 한다. 이 경우 예상되는 문제점으로는 센서 라인의 배선(wiring) 복잡성과 장거리 신호전송으로 인한 S/N비의 감소문제, 그리고 향후 전철화 된 구간에서의 궤간변환을 위한 전자기파에 대한 노이즈 문제 등을 고려할 수 있다. 위 그림에서 실제 전철화 구간의 교량의 상·하부에 설치된 전기식 변형률 센서를 약 10m 정도 떨어진 곳에서 관찰할 때 발생하는 전·자기파의 노이즈 효과를 볼 수 있다. 노이즈가 너무 심해 센서 신호의 구분이 명확하지 않음을 알 수 있으며 본 연구와 같이 실시간 모니터링이 필요한 곳에서는 사용이 불가능함을 확인할 수 있다. 따라서 보다 효율적인 궤간변환 모니터링 시스템을 위해 센서 종류의 선정 시

다음과 같은 사항들이 요구된다. 구체적으로 살펴보면,

- 향후, 전철화 구간에 대비하여 전자기파에 대한 노이즈가 없어야 한다.
- 여러 센서 라인과 각 라인 별 다량의 센서로 인한 배선(wiring)의 복잡성

이에 대한 해결책으로는 최근 여러 분야에서 각광받고 있는 광센서가 가장 적합하다. 광센서(optical sensor)는 기존의 센서들이 전기신호를 매개로 하여 측정된 신호를 전달하는 것과 달리 빛을 매개로 하여 센서로부터 측정된 신호를 주고받는 형태의 센서로서 복조기법(demodulation)에 따라 크게 광 강도형(intensity-based), 광 간섭형(interferometer), 파장이동형(wavelength detection)으로 구분한다. 즉, 빛의 기본적인 성질인 강도, 위상, 파장 등의 변화를 측정함으로써 변형률, 변위 등의 물리적인 양으로 변환하는 방식이다. 여러 가지 형태의 광센서가 갖는 기본적인 특성들은 다음과 같다.

- 전·자기파의 간섭이 없음
- 센서의 크기 조절이 자유로움(mm~km)
- 매우 적은 손실로 장거리(~수 km) 전송이 가능
- 사용 온도범위가 매우 넓음 (-200℃~1,500℃)
- 부식의 영향이 없음
- 피로특성이 좋음
- 단일 센서로 여러 물리량의 측정이 가능

광센서는 위와 같은 기본적인 장점으로 인해 여러 분야에서 기존의 전기식 센서를 점차 대체하고 있으며 최근 무선기술의 발달과 인터넷 망의 빠른 보급으로 인해 원거리에 있는 여러 개의 광센서 시스템을 한 곳에서 통합 관리할 수 있는 연구가 활발히 진행 중에 있어 광센서의 적용 및 발전 가능성은 무궁무진하다. 또한, 사용온도 범위가 매우 넓어 궤간변환 지상설비가 필요한 다른 나라와의 국경지대, 즉 향후 연중 기온차가 매우 큰 곳에서의 적용성 또한 매우 좋을 것으로 기대된다. 아래 표는 기존 방식의 센서와 여러 광센서가 갖는 장·단점을 보여주고 있다.

Table 5.45. 각 센서별 특성 비교.

	Michelson	EFPI	FBG	ESG	PZT (ceramic)
Fabrication	easy	normal	**mass production**	mass production	mass production
Gage length	~ 10 cm	~ 1 cm	Flexible	~ 1 cm	~ 1 cm
Bandwidth	~ MHz	~ MHz	Depend on demodulation system	~ 10 kHz	AC ~ 100 MHz
Resolution	~ 0.1$\mu\varepsilon$	~ 0.1$\mu\varepsilon$	~ 1$\mu\varepsilon$	~ 1$\mu\varepsilon$	
Multiplexing	impossible	difficult	**excellent**	difficult	difficult
Drawbacks	• signal beating & drifting	• relatively large diameter	• depend on demodulation system	• chemically weak	• influenced by electro-magnetic environment

변형률 측정을 위해 사용되는 가장 일반적인 센서인 변형률 게이지(electric strain gauge, ESG), 압전(Piezo-electric, PZT) 세라믹과 여러 광센서의 특성을 보면 기존 방식의 센서에 비해 광센서는 많은 장점을 가지고 있으며 여러 방식의 광센서 중에서도 광섬유 브래그 격자(fiber Bragg gration, FBG) 센서는 다중화(multiplexing) 특성까지 우수해 본 모니터링 시스템에 가장 적합한 센서임을 알 수 있다. 다중화란 한 센서라인에 여러 개의 센서를 구성할 수 있는 것을 의미하며, 본 연구와 같이 센서 수가 매우 많을 때 장거리 배선으로 인한 여러 가지 문제를 획기적으로 해결할 수 있는 방법이다.

한편, FBG 변형률 센서 외에 시스템에 요구되는 또 다른 종류의 센서인 변위 센서 또한 FBG 센서 기반으로 구성이 가능하기 때문에 두 가지 종류의 센서를 단일 센서 시스템으로 통합 계측할 수 있어 별도의 추가비용 없이 통합된 모니터링 시스템의 구축이 가능하다. 따라서 광섬유 브래그 격자 센서는 앞서 제기된 모니터링 시스템에 요구되는 센서의 모든 조건을 충족하고 있음을 알 수 있다.

궤간변환 모니터링 시스템에 가장 적합한 센서로 제시한 광섬유 브래그 격자는 광섬유 센서의 일종으로 다음과 같은 측정원리를 갖고 있다.

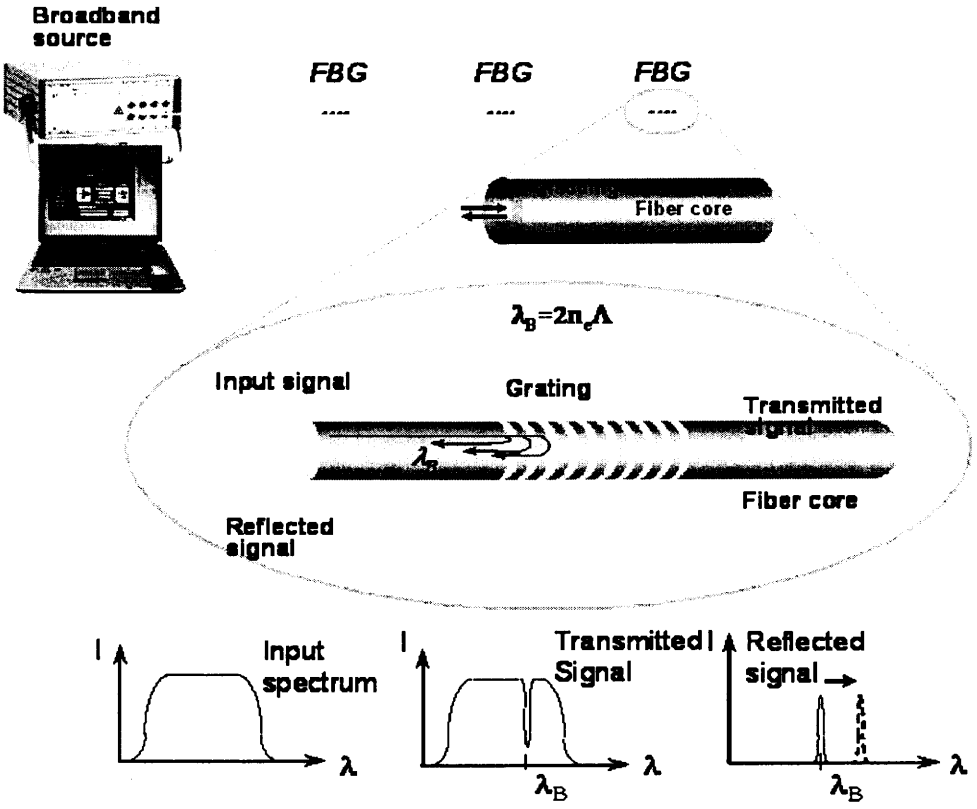


Fig. 5.171. FBG 센서의 측정 원리.

광대역 스펙트럼을 갖는 광원을 광섬유에 입사시킬 경우 브래그 조건(Bragg condition)에 의해 결정된 파장 성분만이 브래그 격자 부분에서 반사되며 나머지 파장 부분은 그냥 통과하게 된다.

$$\lambda_B = 2\,n_e\,\Lambda$$

여기서, n_e는 광섬유 격자의 유효 굴절률이고 Λ는 광섬유 코어에 새겨진 격자의 간격이다. 따라서 격자에서 반사되는 브래그 파장은 유효 굴절률과 격자 간격의 함수이며 광섬유 격자에 온도나 변형률 등의 외란이 가해지면 이들 값이 변하여 브래그 파장은 달라진다. 변화된 브래그 파장을 정밀하게 측정한다면 광섬유 격자에 가해진 온도나 변형률 등의 물리량을 계산해 낼 수 있으며, 이것이 바로 광섬유 브래그 격자가 센서로 사용될 수 있는 기본 원리이다.

$$\Delta\lambda_B = \lambda_B\left[(\alpha+\xi)\Delta T + (1-p_e)\epsilon\right]$$

$$p_e = \left(\frac{n^2}{2}\right)\left[p_{12} - \nu(p_{11}+p_{12})\right]$$

여기서, p_e는 광탄성 상수 (photo-elastic constant)이고 p_{11}과 p_{12}는 변형률 광학 텐서(strain-optic tensor)의 성분이며 n은 코어의 굴절률, ν는 광섬유의 프와송 비이다. 본 연구에서와 같이 주위 온도의 급격한 변화가 없고 센서들 간의 온도차가 없는 상태에서 구조물의 변형을 측정한다면 (즉, $\Delta T=0$) 구조물의 변형률은 브래그 반사 파장의 변화량만 측정하면 쉽게 구해진다.

$$\epsilon = \frac{1}{(1-p_e)}\frac{\Delta\lambda_B}{\lambda_B}$$

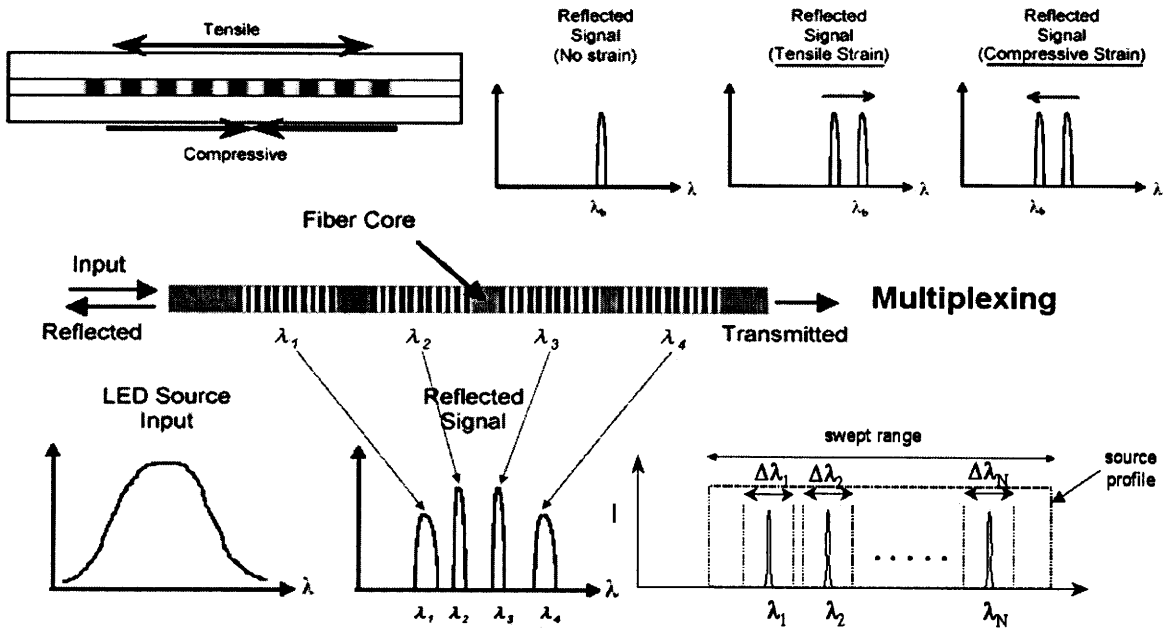


Fig. 5.172. FBG 센서의 다중화 원리.

또한 브래그 반사파장이 서로 다른 광섬유 격자들은 서로 영향을 미치지 않는 파장 분할 다중화(wavelength division multiplexing, WDM)의 특성으로 인해 하나의 광섬유 선에 중심파장이 각각 다른 여러 개의 브래그 격자 센서를 배열할 수 있으므로 한 가닥의 광섬유로 동시에 여러 지점의 변형률 측정이 가능하다.

구성된 FBG 센서 시스템을 이용하여 실시간으로 궤간변환 과정을 모니터링하기 위하여 graphic user interface (GUI)를 지원하는 National Instruments사의 소프트웨어인 LabVIEW ver. 8.5를 이용하여 신호처리 프로그램을 개발하였다. 신호처리 프로그램의 알고리즘은 패브리-페로 에탈론(Fabry-Perot Etalon)을 이용하여 파장에 관한 좌표를 생성하는 과정과, 주어진 좌표에 대해 실제 각 센서의 중심파장 변이를 취득하여 변형률로 변환하고 DB화 된 기준값과의 비교를 통해 차량의 현재 위치 및 궤간변환 상황을 실시간으로 보여주는 두 단계로 구성되어 있다.

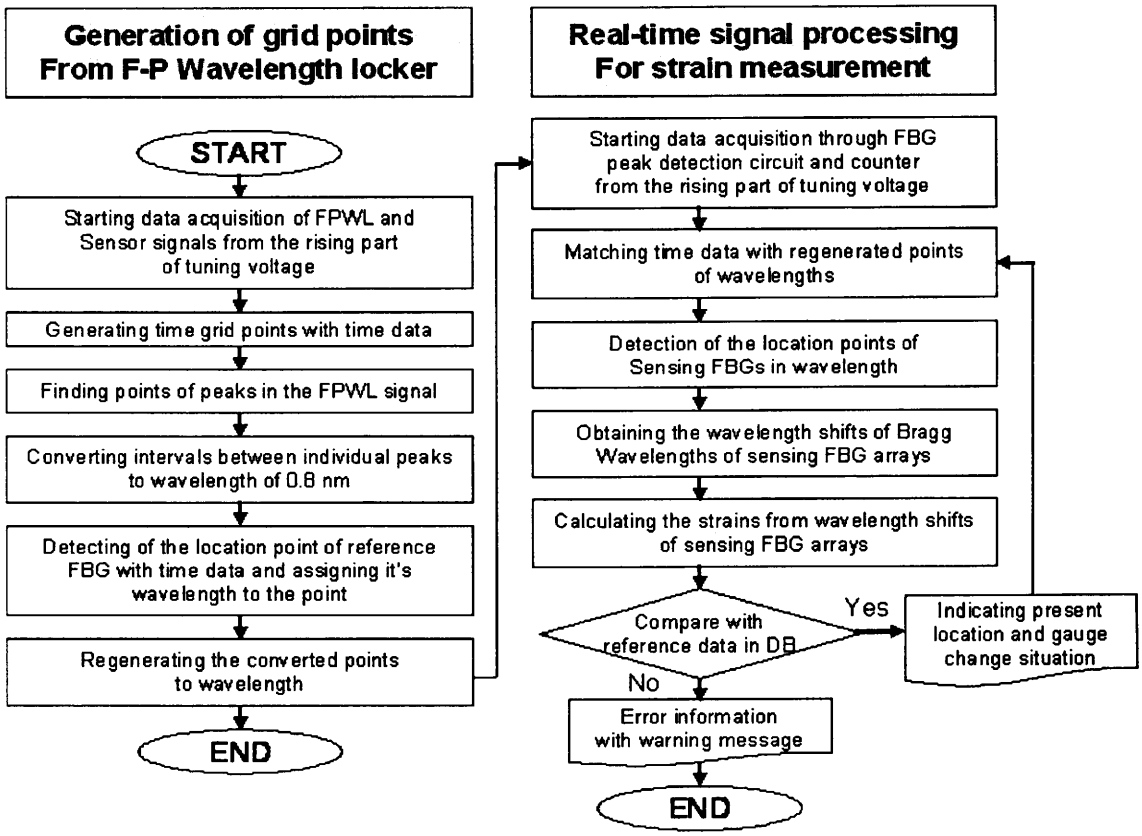


Fig. 5.173. 궤간변환 모니터링 신호처리 흐름도.

첫 번째 단계에서는 패브리-페로 필터의 압전 세라믹에 인가되는 전압의 최소 최대 지점을 트리거(trigger)로 하여 데이터 샘플링 시간(data sampling time)에 해당하는 미세 좌표를 설정한다. 그리고 패브리-페로 에탈론에서 반사되는 빛의 신호에서 각각의 골이 되는 지점을 찾아 그 골들에 대해 미리 지정된 좌표를 상사시켜 위치를 입력시킨다. 그리고 각각의 골들 간의 거리를 전부 1이 되도록 정규화시켜 필터의 비선형성을 제거하도록 하였다. 두 번째 단계에서는 기준 광섬유 브래그 격자를 참조하여 지정된 좌표계를 파장에 관한 좌표로 환산하고 변형을 받지 않은 초기의 센서들의 위치를 이 좌표계에 일치시킨다. 그 후 차량 통과 시 발생하는 변형에 의해 각 센서들의 중심 파장이 바뀌면 각 센서들의 피크 위치 변화를 감지해 변형률로 환산하도록 하였다. 또한, 각 센서 위치로부터의 변형률 데이터와 프로그램 내에 적용되어 있는 알고리즘을 비교하여 각 변환 단계에서 발생 가능한 작동 오류를 판단할 수 있도록 하였으며 오류 작동 시 동시에 사용자에게 경고 메시지를 보여주도록 하였다.

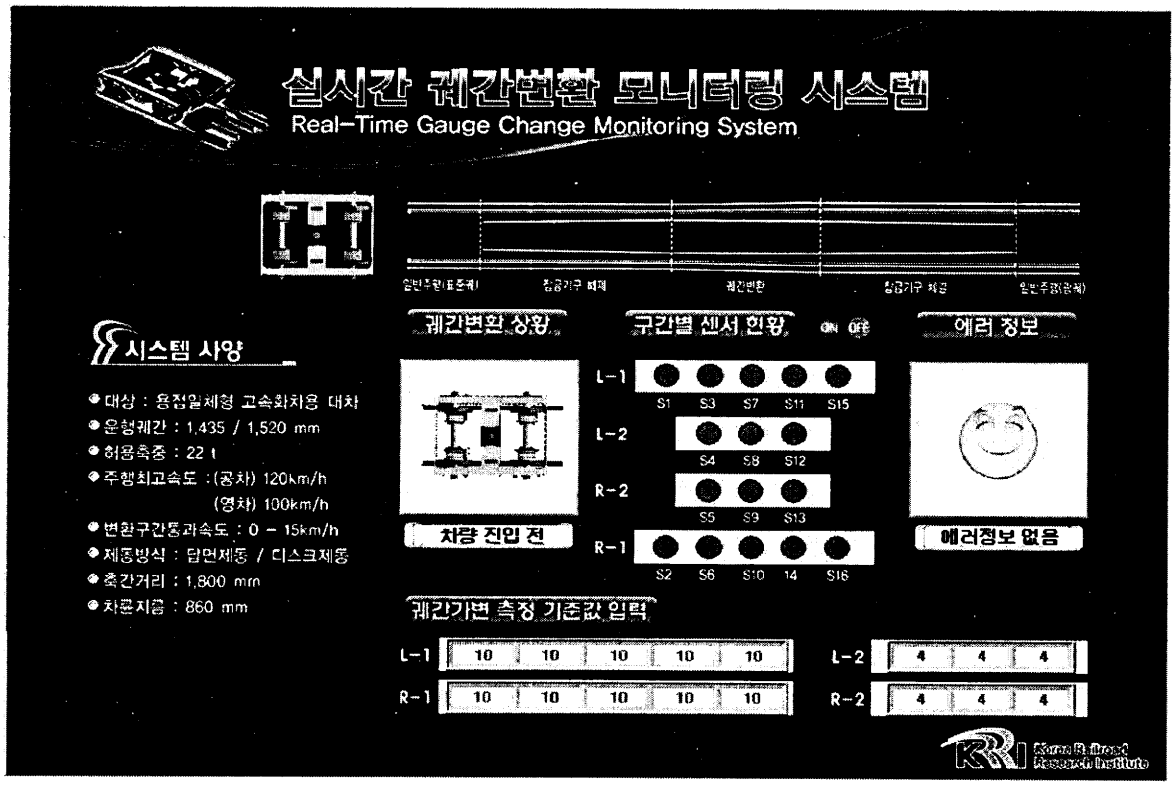


Fig. 5.174. 궤간변환 모니터링 신호처리 프로그램.

위 그림과 같이 실시간 궤간변환 모니터링 시스템은 차량의 현재 위치를 표시하는 부분, 궤간변환 상황을 표시하는 부분, 각 구간별 센서의 현황을 ON/OFF 방식으로 표시하는 부분, 그리고 에러 정보를 표시하는 부분으로 구성되어 있으며 이와 같은 부분들의 유기적인 동작을 위한 각 센서의 초기값을 설정하는 부분이 따로 마련되어 있다. 또한, 모든 부분들을 사용자의 편의성을 고려하여 GUI 기반으로 작성하였으며 표시 창이나 표현 방식들도 매우 간단하도록 구성하였다.

이러한 모니터링 시스템에 대하여 모의시험을 축소모형을 대상으로 수행하였다. 궤간변환 모니터링 시스템의 구축을 위해 1/6 크기의 지상변환설비 축소 모형을 제작하였다. 그림과 같이 모형에서는 지상 변환설비뿐만 아니라 궤간가변 대차 또한 같은 비율로 축소된 모형을 제작하였으며 차량의 하중효과를 표현하기 위해 무게 70kg의 추를 이용하였다. 그리고 속도조절이 가능한 풀리(pulley)를 장착하여 리모콘을 통해 궤간가변대차의 동작이 가능하도록 하였다. 모터의 기어 비를 통해 최소 5RPM(약 2m/min)에서 최대 60RPM(약 26m/min)의 속도로 견인이 가능하도록 구성하였다.

그림에서와 같이 궤간변환 지상설비를 5개의 부분으로 구분하고 각 부분에 부착되는 센서 라인의 수는 축소모형의 길이를 고려하여 3~5개의 FBG 센서를 각각 부착하였다. 두 가이드 레일(Ch L-1, R-1)에는 레일의 옆면에 센서를

부착하였으며 두 릴리스 레일(Ch L-2, R-2)에는 레일의 윗면에 센서를 부착하여 휠과 간섭되지 않도록 하였다. 또한, 각 센서 라인의 FBG 센서는 다중화를 통해 하나의 케이블로 연결하였으며 앞 절에서 설명한 바와 같이 전용의 궤간변환 모니터링 신호처리 프로그램을 통해 각 센서들의 상황을 모니터링 하였다.

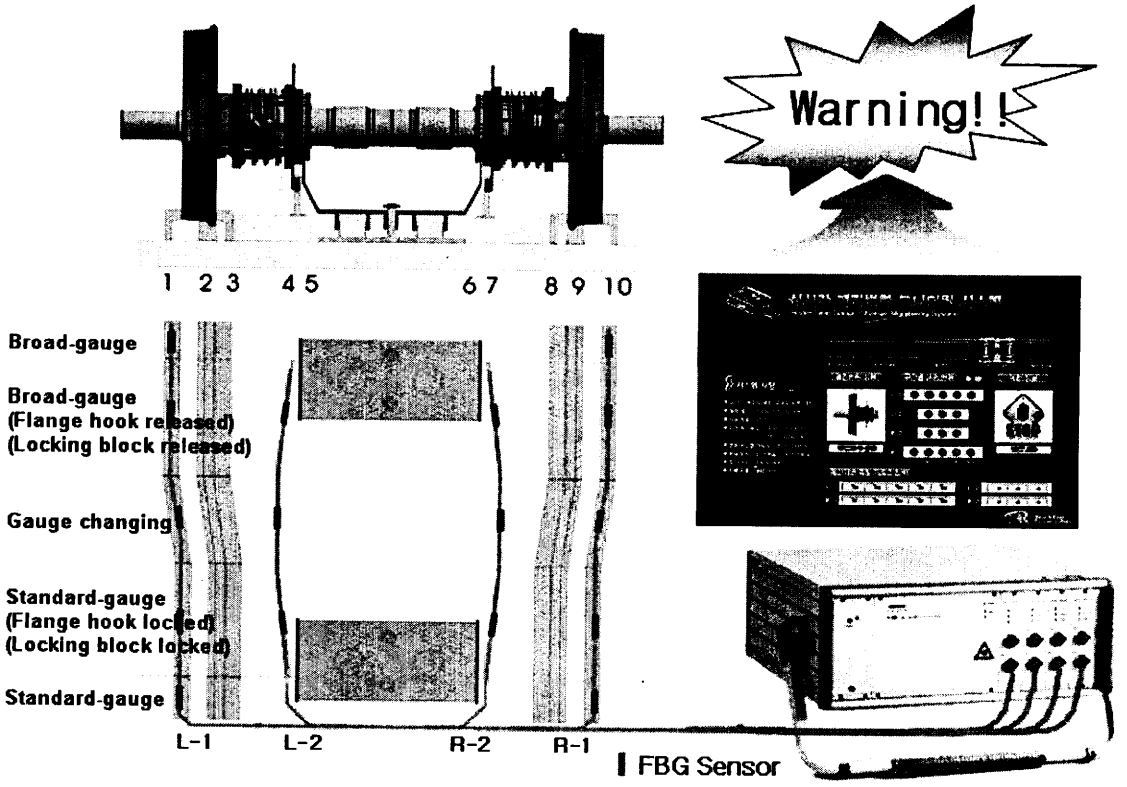


Fig. 5.175. 궤간변환 모니터링 모의시험 셋업.

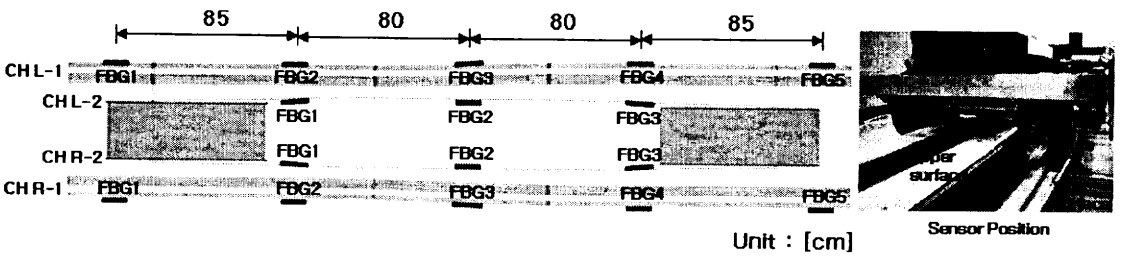


Fig. 5.176. 각 채널 별 센서 개수 및 부착 위치.

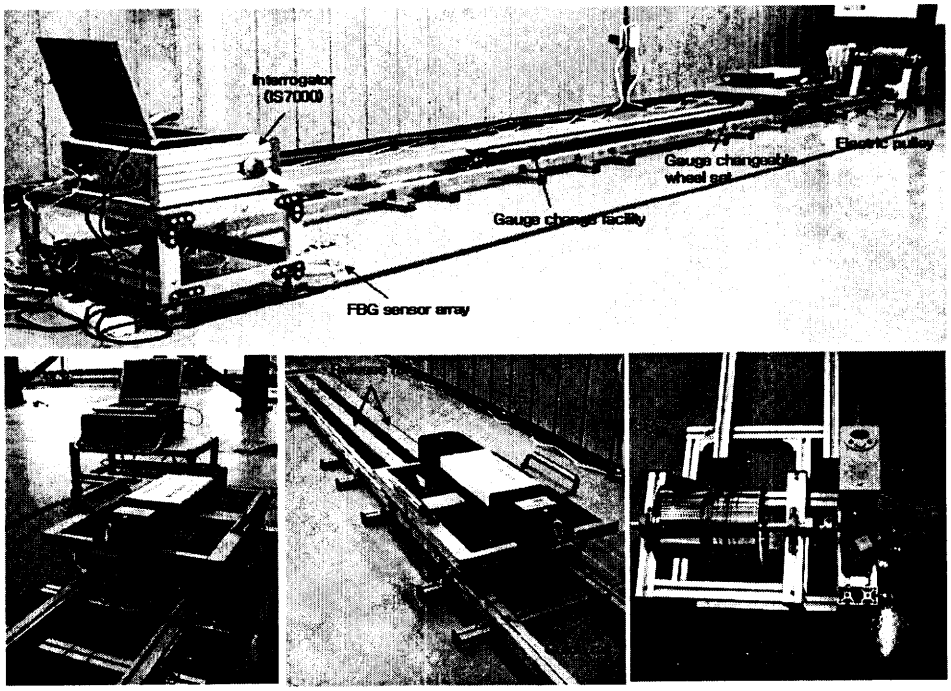


Fig. 5.177. 궤간변환 모의시험 셋업.

시험에 앞서 레일에 부착된 FBG 센서들의 초기 신호 형상을 확인하였다. 아래 그림과 같이 FBG 센서의 전형적인 피크형상 신호를 관찰할 수 있으며 채널 별로 각각 5개, 3개의 센서가 연결되어 있음을 확인할 수 있다. 각 센서의 반사율이 다르게 나타나는 이유는 각 센서의 융착접속(arc-fusion splicing)으로 인한 접속 손실 및 선 정리 과정에서의 굽힘 손실에 의한 것으로 판단된다.

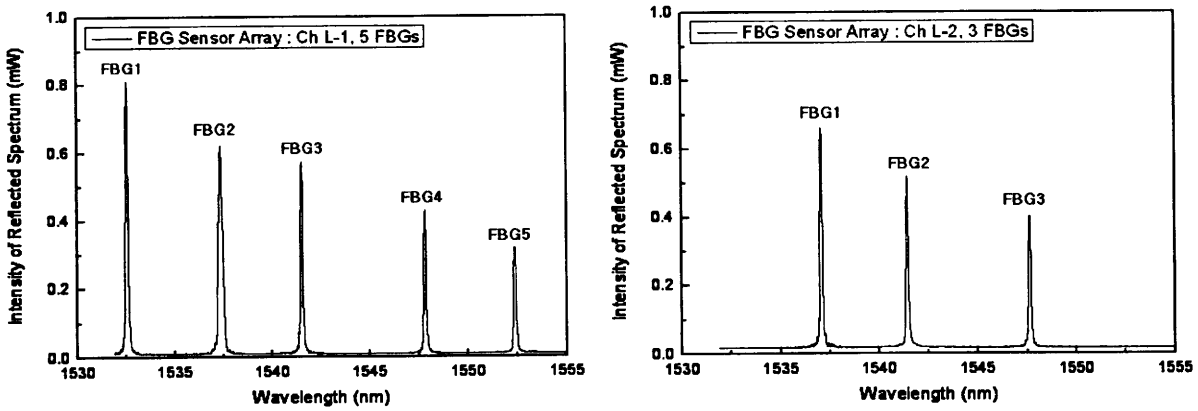


Fig. 5.178. FBG 센서 초기 신호 형상 (Ch L-1, L-2).

궤간변환 모니터링 시스템은 궤간변환을 위한 측정 기준값을 미리 DB화 해 둠으로써 차량이 통과할 때 자동적으로 차량의 위치와 오류 동작을 판단하게 된다. 즉,

본 시험에 앞서 기준값 설정을 위한 예비 시험이 필요하며 본 축소모형을 통한 모의 시험체에 대한 예비 시험을 통해 가이드 레일과 릴리스 레일의 기준값을 각각 10με, 4με으로 설정하였다.

정상 동작 상황

궤간변환 동작이 정상적으로 진행되는 경우의 모니터링 화면 모습은 다음과 같다. 차량의 위치가 순차적으로 변화하고 있음을 알 수 있으며, 각 채널 별 센서들이 반응하고 있음을 ON 신호를 통해 확인할 수 있다. 또한, 각 단계별로 궤간변환 장치의 궤간변환 상황이 표시 창에 잘 표현되고 있음을 알 수 있다.

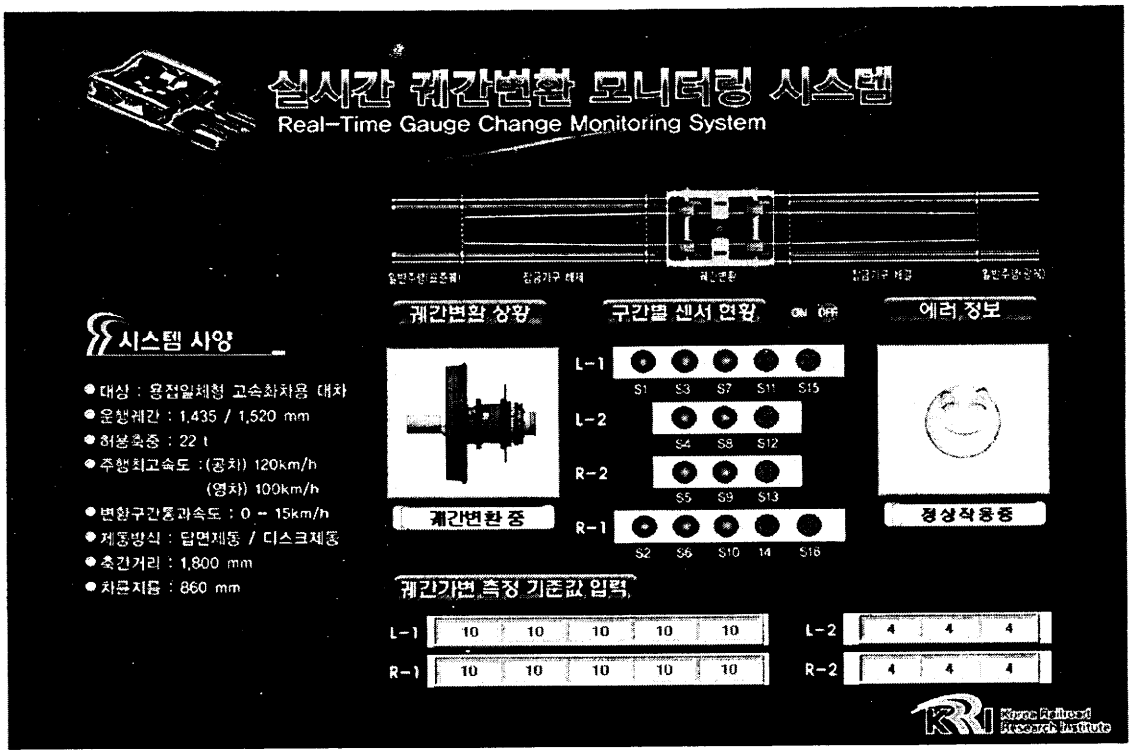


Fig. 5.179. 정상 동작 시 모니터링 화면.

먼저, 차량 구동을 위한 모터가 5RPM으로 동작할 때 각 센서 채널의 신호 형상을 살펴보면 아래와 같다. 다시 말해, 차량의 속도가 약 2m/min로 매우 느리게 지상변환설비를 통과하는 상황을 모사하였다.

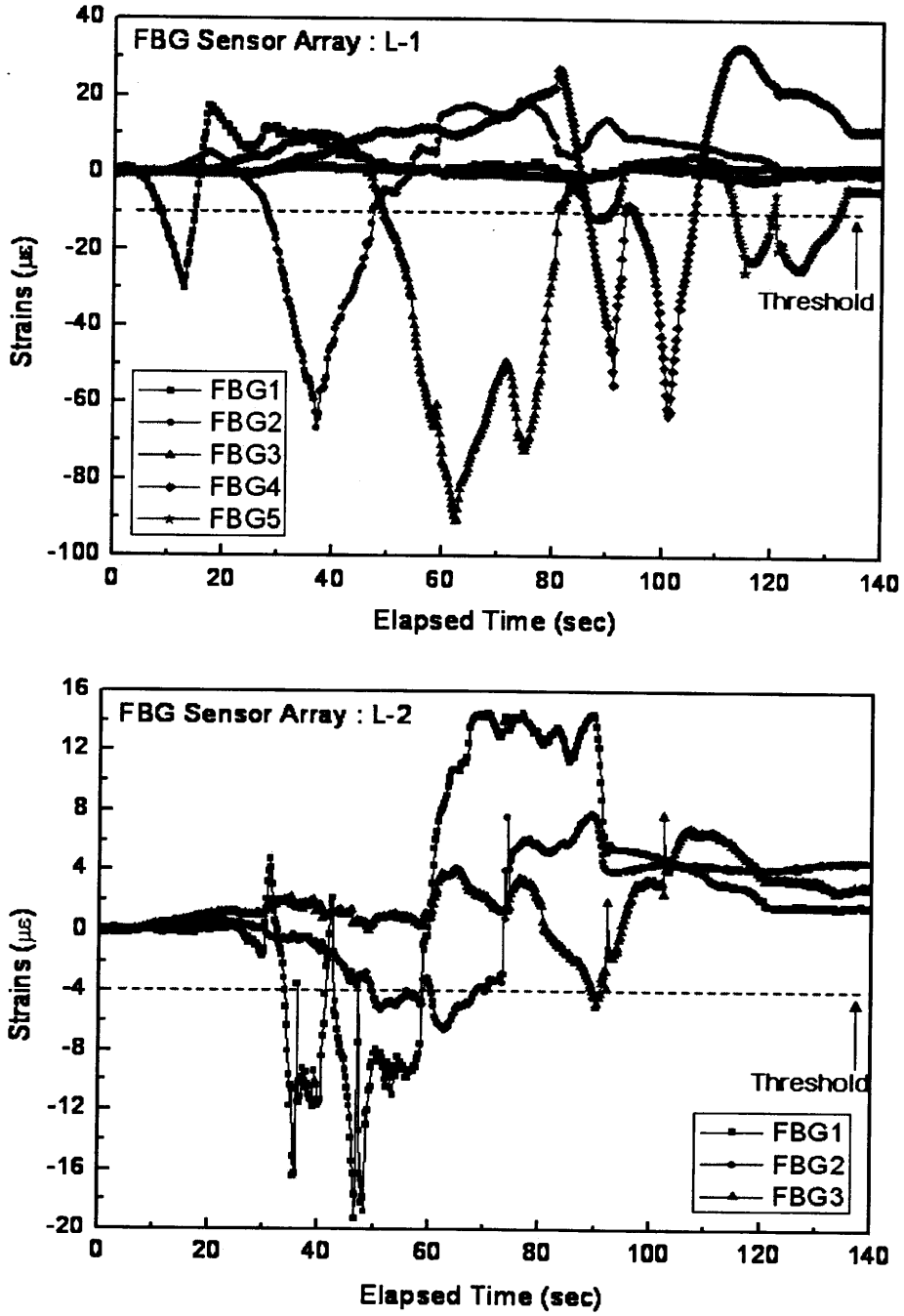


Fig. 5.180. 5RPM 정상동작 시 신호 형상 (Ch L-1, L-2).

그림에서와 같이 FBG 센서는 기본적으로 차량이 센서의 부착 지점을 통과할 때 가장 큰 압축 변형률 값을 갖는 피크 형태의 신호를 보인다. 하지만, 차량의 위치와 축소 모형으로 제작된 지상변환시설의 제작특성(체결구 접속방법 등)으로 인해 차량이 통과할 때 각 센서는 서로 다른 변형률 값을 가지며, 차량이 통과하고 난 후 일부 위치에서 인장 변형률이 발생하기도 함을 알 수 있다. 앞서 설명한 바와

같이, 예비 시험을 통해 미리 설정한 기준값을 통해 신호처리를 수행하였고 그림과 같이 실시간 궤간변환 과정이 성공적으로 모니터링되고 있음을 알 수 있다.

다음으로 모터를 최대 빠르기인 60RPM으로 작동시켜 각 센서 채널의 신호 형상을 살펴보았다. 다시 말해, 차량의 속도가 약 26m/min로 빠르게 지상변환설비를 통과하는 상황을 모사하였으며 아래와 같다.

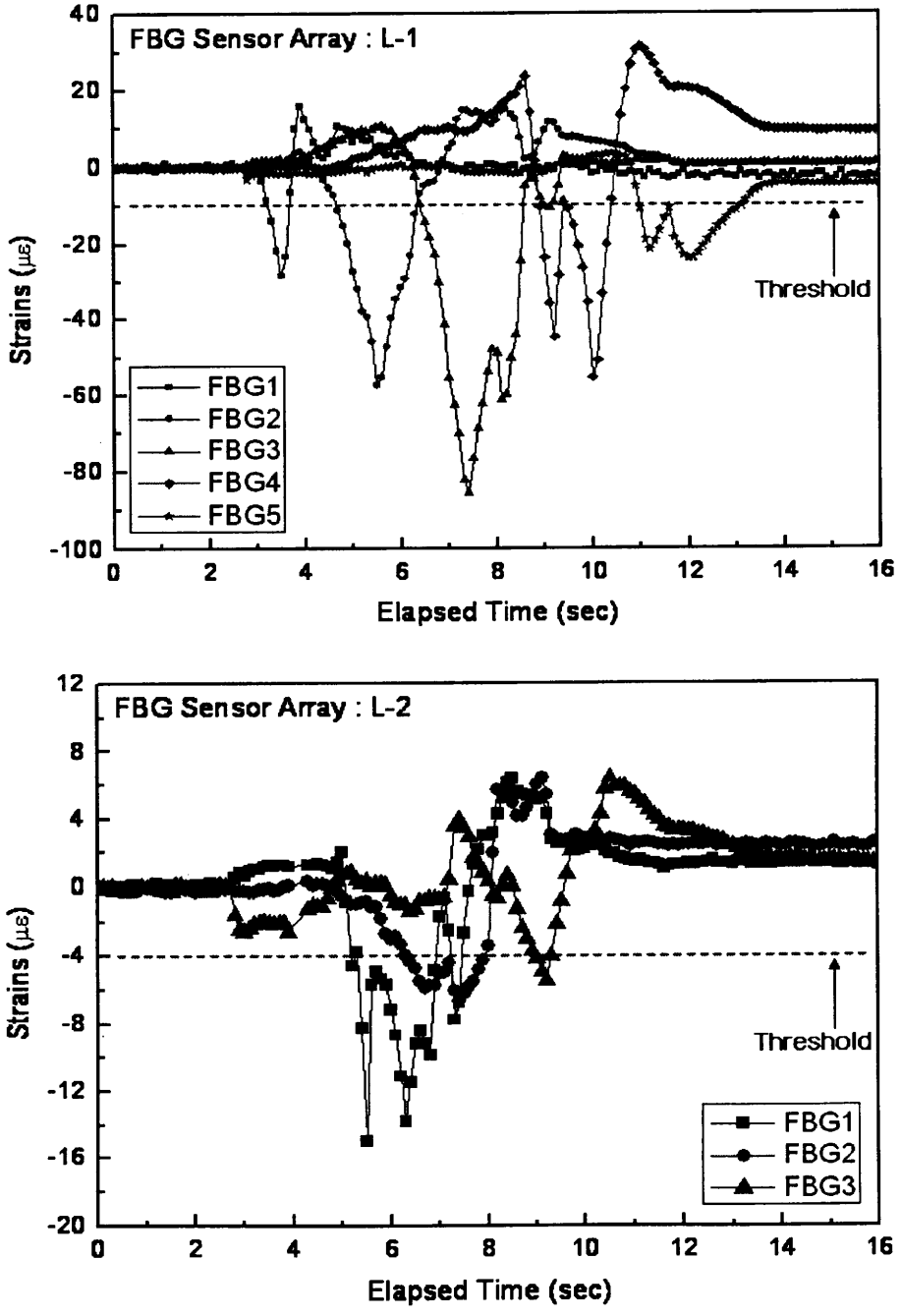


Fig. 5.181. 60RPM 정상동작 시 신호 형상 (Ch L-1, L-2).

통과 속도가 빠른 경우에도 속도가 느린 경우와 거의 같은 변형률 값과 신호 형상을 보였으며 기 설정한 기준값을 통해 속도에 관계없이 정상적으로 잘 동작됨을 확인하였다.

오류 발생 상황

궤간변환 과정 중 오류가 발생하는 상황을 인위적으로 모사하여 알고리즘이 잘 작동하는지에 대해 시험을 수행하였다. 궤간변환이 이루어진 후 잠금기구가 체결되는 구간4에서 우측 차륜의 '잠금 오류'가 발생될 경우, 즉 S13 센서의 신호에 이상이 생길 경우 그림과 같이 센서 현황이 OFF로 표시되어 에러 정보 표시창에 '잠금 오류' 메시지가 나타나며 사용자를 위한 STOP 신호를 표시하게 된다.

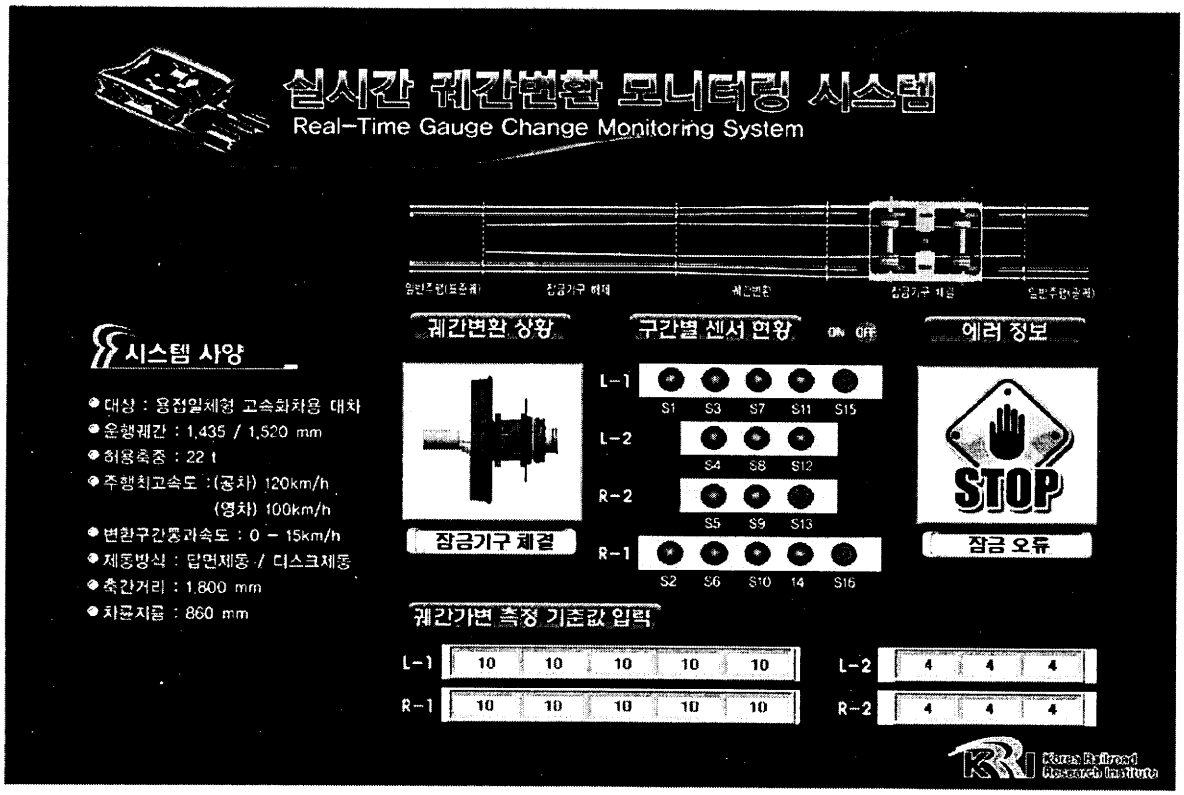


Fig. 5.182. 오류 발생 시 모니터링 화면.

아래 그림은 60RPM으로 동작할 때 R-2 채널에서 오류가 발생한 경우 R-2 채널의 변형률 신호 형상을 보여주고 있다. 그림에서와 같이 FBG3(S13) 센서의 경우 정상 동작 시와 달리 차량이 통과할 때 발생하는 압축 변형률이 작용하지 않고 있음을 알 수 있다.

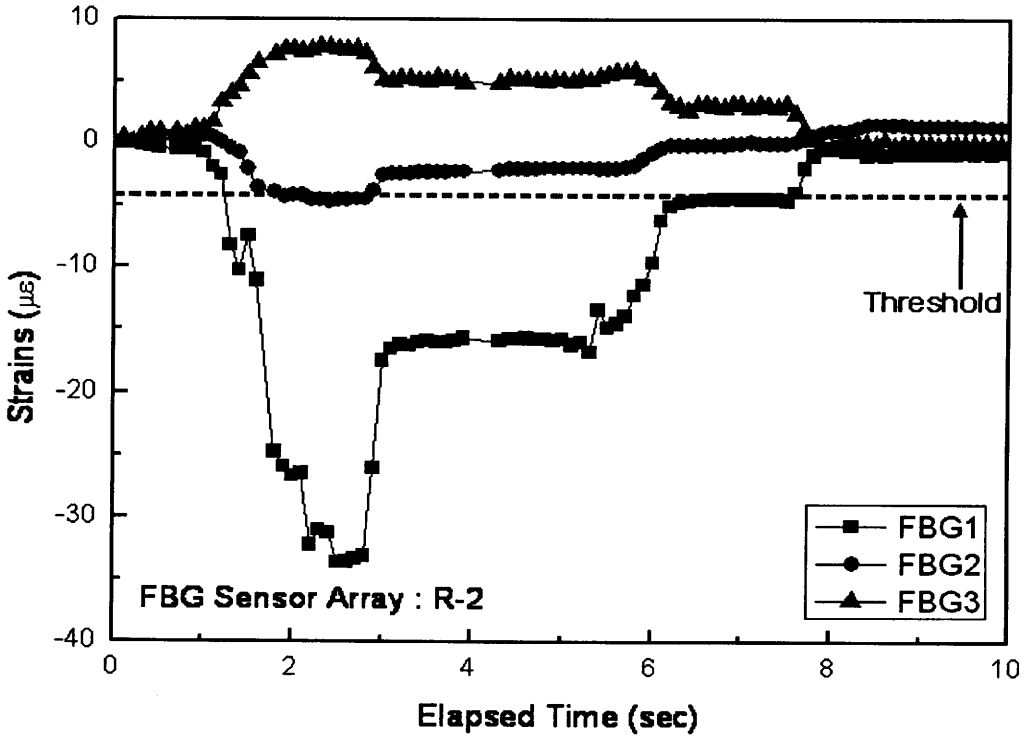


Fig. 5.183. 60RPM 오류발생 시 신호 형상 (Ch R-2).

이상과 같은 1/6 축소모형에 대한 모의시험 통해 궤간가변 차량이 지상변환설비를 통과할 때 궤간변환 상황에 대한 실시간 모니터링이 가능하며 본 연구에서 제안한 알고리즘을 통해 궤간변환 중 발생 가능한 오류에 대해서 실시간 진단이 가능하였다.

제 6 장
궤간가변장치 제작 및 신뢰성 시험

제 6 장 궤간가변장치 제작 및 신뢰성 시험

제 1 절 궤간가변장치 제작

1.1. 궤간가변 윤축 제작도면 작성 및 작동성 시험지그 제작 시험

본 절에서는 실제 제작이 이루어질 수 있는 제작도면을 작성하고 궤간가변 윤축장치 작동 Mock-up을 제작하여 제작성, 조립성 등을 파악하고자 하였다. 또한 작동성 시험지그를 설계 및 제작하여 작동성 시험을 수행하고 3D모델에서 수행한 궤간가변 동작을 입증하며 개선점을 도출하여 반영하고자 하였다. 궤간가변 장치는 원래 하나의 차축에 양측 좌우 대칭으로 궤간 가변장치가 설치 조립되지만, 작동 Mock-up 제작 시 차축의 한 측에 하나의 차륜 및 1set의 궤간가변장치를 조립 제작되는 것으로 하였다.

본 설계 과정에서는 궤간가변 장치의 각 구성품들에 대한 정확한 형상 및 치수, 재질 특성, 압입력 그리고 구성품들과의 인터페이스 등에 대한 기술사양을 정하게 되고 설계 know-how를 축척한다.

특히, 작동성 시험지그를 위한 각 부품의 제원은 다음과 같다.

가) 차축

- 차축은 압연 일체 형식이며, 기술사양은 JIS E 5402 이나 UIC 812 또는 동등 이상의 규격에 의하였다.
- 차축의 단부에 차륜이 좌우로 이동할 수 있는 슬라이딩 면과 캡 고정부가 강제 압입될 수 있는 시트가 있는 구조이다.

나) 차륜

- 압연 일체 차륜으로 답면 직경은 860mm로 하고, 차륜의 폭은 140mm 이상이며, 기술사양은 JIS E 4501-1 이나 UIC 811-1 또는 동등 이상의 규격에 의한다.
- 차륜은 축공 주위에 축 중심방향으로 일정길이의 확장부와 일체로 되어 있으며, 확장부의 표면에는 원주방향으로 3개의 암나사부가 취부 되어 있는 구조이다. 암나사면은 표준궤와 광궤사이에서 작동되도록 2개로 이루어진다.
- 차륜의 축공 내부에는 부시 베어링이 압입되어 궤간 확대 또는 복귀 시 부시 베어링이 차축의 슬라이딩 면과 접촉하여 차륜이 이동하는 구조이며, 차륜 이동

시 차축의 슬라이딩 면에 손상이 되지 않도록 되어 있다.

다) 고정캡

- 고정캡은 차축의 캡 고정부에 억지 끼워맞춤 또는 용접 등의 방식으로 고정되는 구조이며 재질은 SF50a 또는 동등 이상이다.
- 고정캡은 스토퍼, 고정키, 결합부 및 안내홈을 포함하며, 스토퍼는 열차가 주행 중 압축스프링에 의하여 플랜지가 축 중심방향으로 이동하는 것을 방지하는 기능을 하며, 고정키는 플랜지의 키홈에 끼워져 플랜지가 차축과 일체로 회전하고 축둘레 방향으로 공회전하는 것을 방지하는 기능을 한다. 또한 결합부는 스프링 홀더와 고정 결합되고 안내홈은 차륜의 암나사부 사이에 삽입되어 좌우로 이동할 수 있는 구조이다.

라) 플랜지

- 플랜지는 고정캡의 우측 단부에 결합되고 잠금기구의 잠금과 풀림을 구속하는 기능을 수행하며, 크게 디스크부, 키홈, 잠금부시, 스프링 수용부로 이루어지며 재질은 SF50a 또는 동등 이상이한다.
- 디스크부는 궤간 변환 중 릴리스 레일과 접촉하면서 플랜지를 좌우로 이동시키는 기능을 하며, 키홈은 고정캡의 고정키에 끼워져서 플랜지가 차축과 일체로 회전하고 축둘레 방향으로 공회전을 방지하는 기능을 한다. 또한 잠금부시는 잠금기구에 있는 부시홈에 삽입되어 수평방향으로 이동하면서 잠금기구를 고정 또는 회전시키고 스프링 수용부에는 압축 코일스프링이 적용된다.

마) 잠금기구

- 잠금기구는 고정캡보다 큰 직경을 가지며, 고정캡에 끼워져 축 둘레방향으로 회전할 수 있는 구조이며, 크게 부시홈, 수나사부, 출입홈으로 이루어 지며 재질은 SF50a 또는 동등 이상이다.
- 부시홈은 앞에서 언급한 바와 같이 플랜지의 잠금부시가 삽입되어 수평방향으로 이동할 수 있도록 수평면과 경사면으로 이루어지며, 수나사부는 잠금 시에는 차륜의 암나사면과 맞물리고 잠금 풀림 시에는 암나사면과 이격을 하는 구조이다. 또한 출입홈은 잠금 또는 풀림시에 차륜의 암나사부가 삽입되어 좌우로 이동할 수 있는 공간을 제공한다.

바) 스프링홀더

- 스프링홀더는 압축스프링의 좌측방향의 이동을 구속하는 역할을 하며, 크게 지지부, 스프링 수용부, 캡고정부, 암나사부홈으로 이루어지며 재질은 SC410 또는 동등 이상이다.
- 지지부는 압축스프링의 단부와 접촉하여 압축력을 받고, 스프링 수용부는 지지부의 외측 원주면에 위치하여 압축스프링의 유동을 방지하는 구조이다. 또한 암나사부홈은 차륜의 암나사부에 삽입되어 좌우로 이동할 수 있는 공간을 제공하고 캡고정부는 고정캡의 결합부에 끼워진 후 완전히 고정되는 구조를 가진다.

사) 압축스프링 및 스프링 시트

- 압축스프링은 플랜지의 스프링 수용부와 스프링 홀더사이에 적용되어 주행 중에 스프링 복원력에 의하여 플랜지의 이동 및 떨림을 방지하는 기능을 하며, 스프링 시트는 스프링 수용부와 스프링사이의 금속 간 접촉을 방지하는 역할을 한다.

아) 플랜지 잠금쇠

- 플랜지 잠금쇠는 궤간 가변 차량이 운행 중에 스프링 파손이나 궤도위의 방해물로 인하여 플랜지가 차륜방향으로 이동하는 것을 막는 기능을 하는 이중 안전장치의 역할을 수행하여야 하며 재질은 SC410 또는 동등 이상이다.
- 플랜지 잠금쇠는 고정캡에 볼트로 조립되어 있으며, 또한 플랜지 잠금쇠의 걸림쇠부가 플랜지의 홈에 끼워져 있어 운행 중에는 플랜지가 이동하지 못하는 구조이며, 궤간 변환 구간에서 지상 궤간 변환시설의 걸림쇠 해정 레일에 의해 플랜지 잠금쇠의 걸림쇠부가 눌려져 걸림쇠가 플랜지 홈을 이탈하여 플랜지가 위치 변경을 할 수 있게 한다.
- 플랜지 걸림쇠는 6개의 걸림쇠, 6개의 스프링 그리고 가이드링으로 구성되어 있으며, 6개의 걸림쇠 중 어느 부위를 눌려도 모든 걸림쇠가 눌리는 구조이다.

자) 궤간가변 윤축 Mock-up의 지지 틀

- 궤간가변 윤축장치의 지지 틀은 궤간가변 윤축 장치를 지지하는데 충분한 강도를 확보하며 또한 이동성이 용이한 구조로 되어있다.

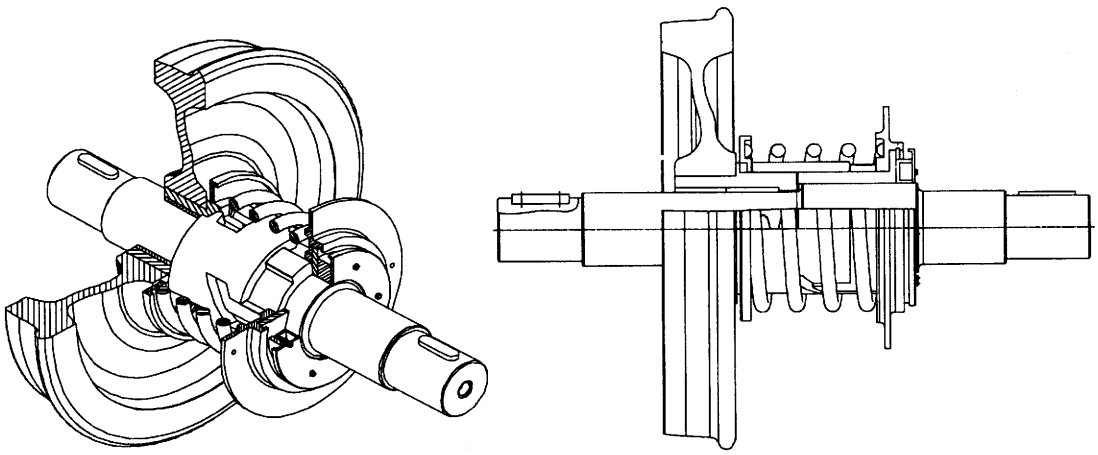
차) 궤간가변 윤축 Mock-up의 동작 장치

- 궤간가변 윤축 Mock-up의 동작 장치는 궤간가변 장치의 플랜지 잠금장치를 풀어주는 하나의 상하방향의 실린더, 플랜지를 차륜의 축방향으로 움직여

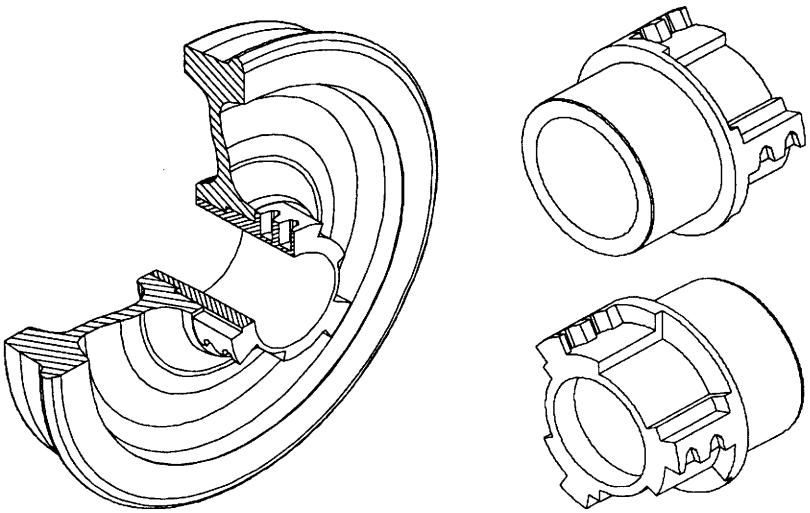
잠금장치를 풀어주는 하나이상의 실린더, 차륜 간 거리를 확대 또는 원위치 시키는 하나이상의 실린더 그리고 실린더를 제어하는 컨트롤러 등으로 구성되며 또한 궤간변환 절차에 의해 실린더를 제어하는 컨트롤러가 장착된다.

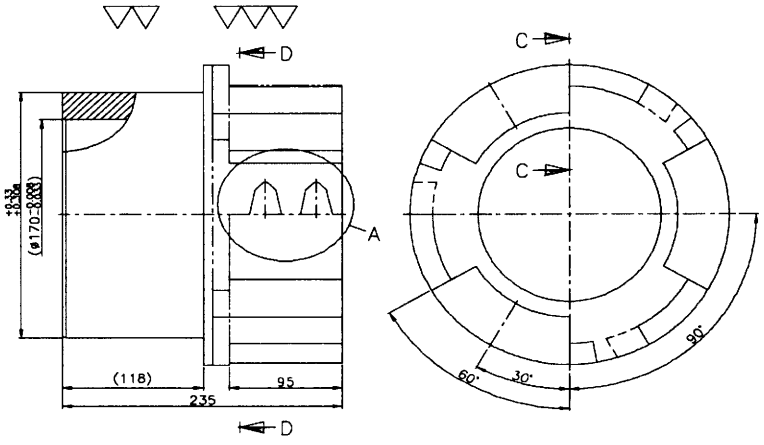
해당 설계도의 요약은 다음과 같다. 단, 치수 중 일부는 보안을 위하여 생략하였다.

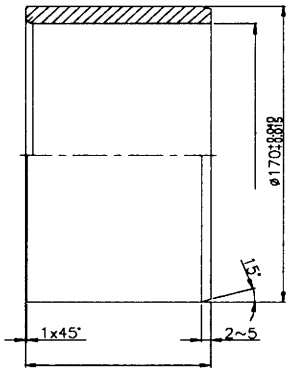
1) 궤간가변 윤축 (한쪽, 다른쪽은 대칭) Mock-up



2) 차륜

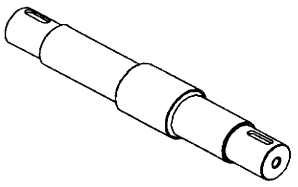


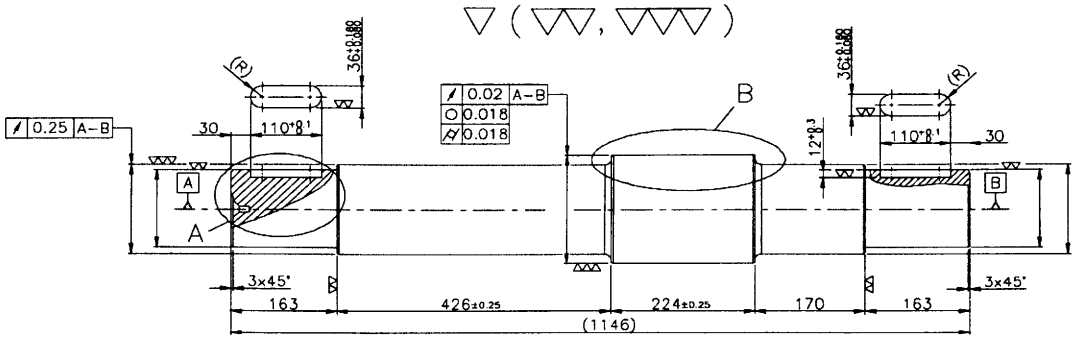


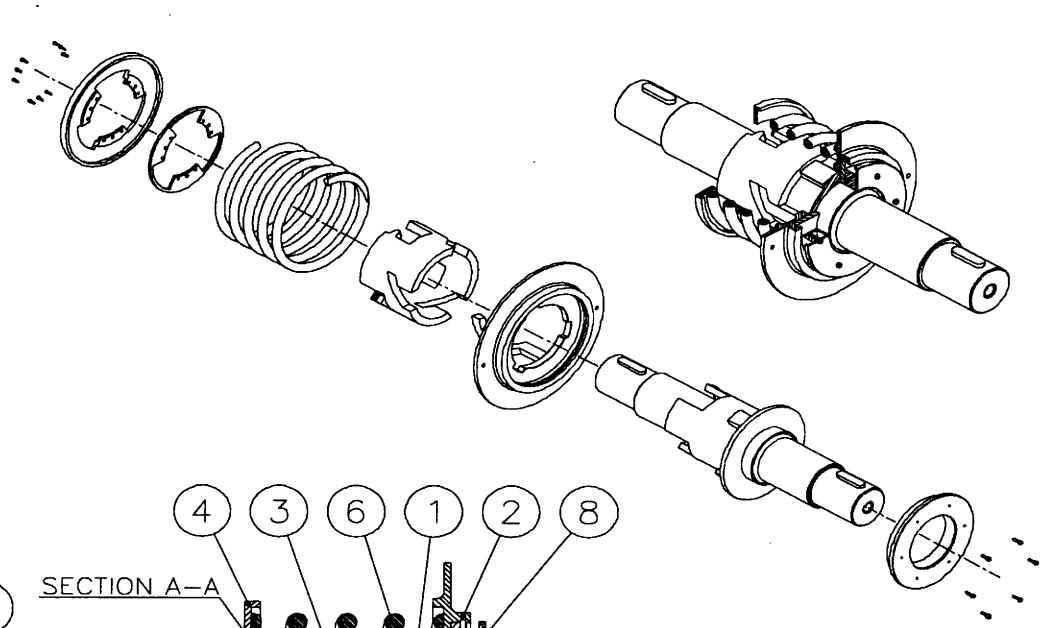


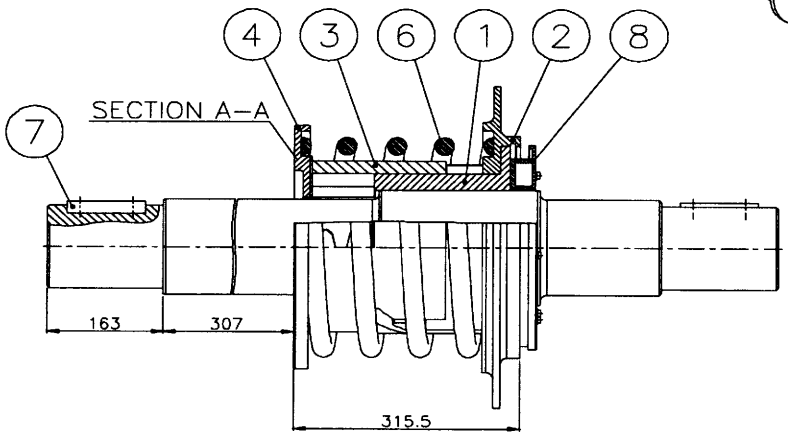
1. 오일레스부시에 별도의 그리스 충진없이 사용 할 것.
2. 오일레스부시를 FEMALE LOCK의 내경 ø170에 냉간 삽입하여 압입 작업 할 것.

3) 차축 (Mock-up용 한쪽, 다른 쪽은 대칭)

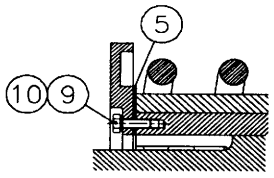




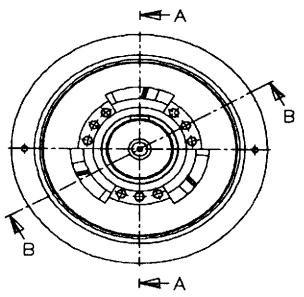




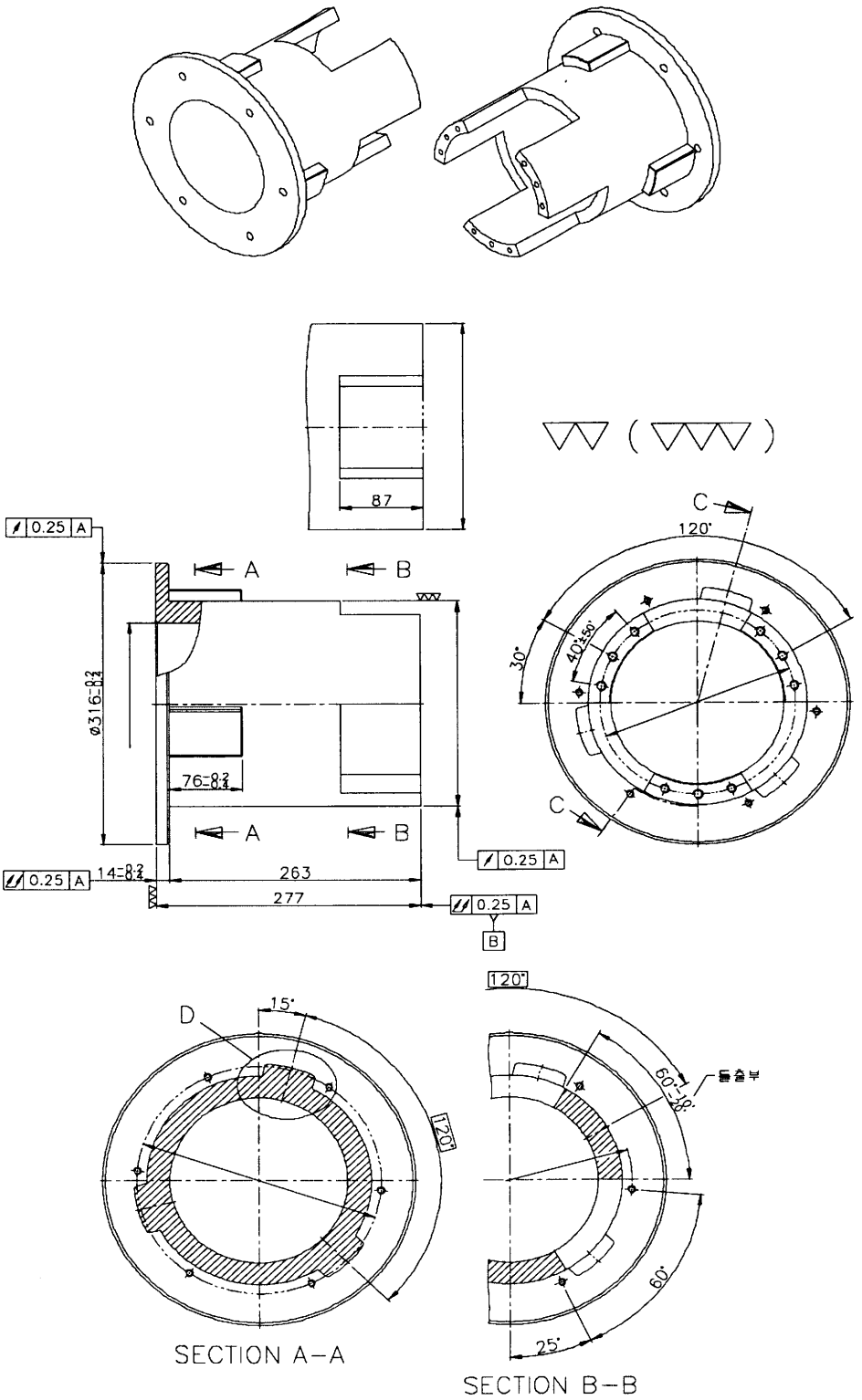
1. 차축상태에서 잠금장치 조립을 완료 한 후 차륜을 조립 할 것.
2. 품번 ⑨의 체결토크는 5kg.m으로 작업 할 것.



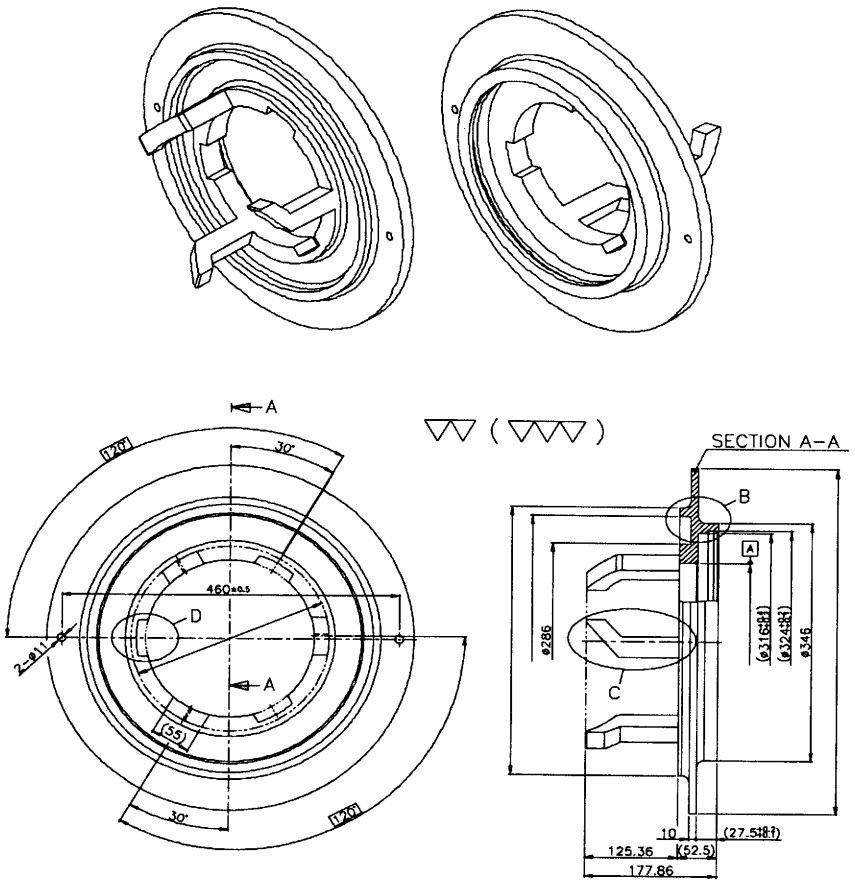
SECTION B–B



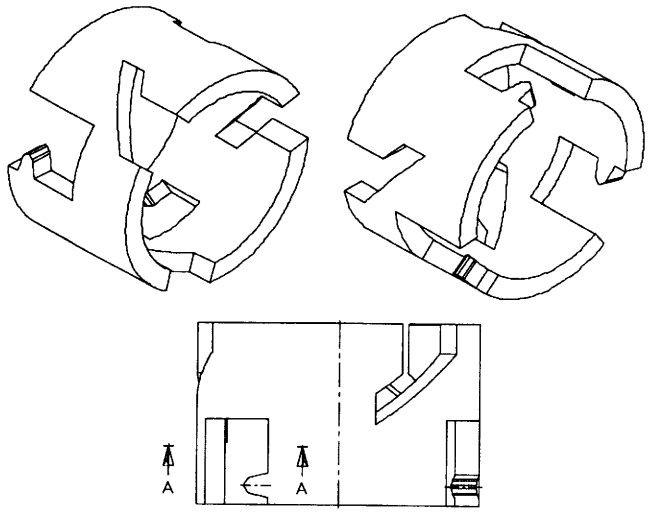
4) 고정캡

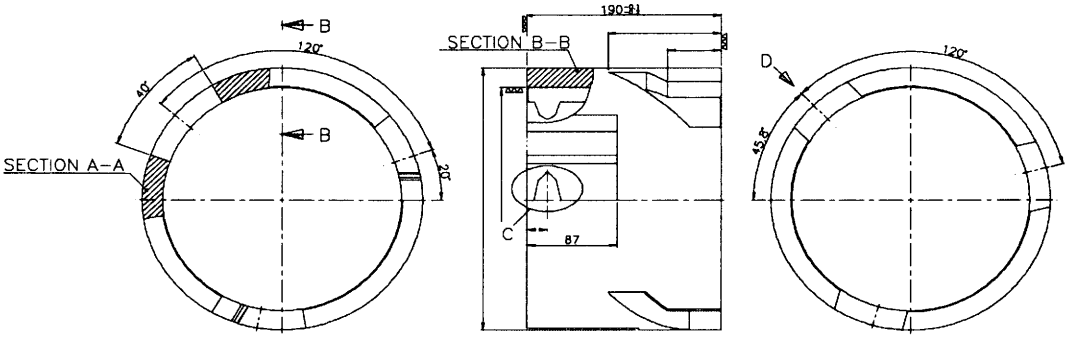

87
0.25 A
A
B
ø316-8.3
76-8.3
14-8.3
263
277
C
120°
30°
40°±5°
D
15°
120°
돌출부
60°±2°
60°
25°
SECTION A-A
SECTION B-B

5) 플랜지

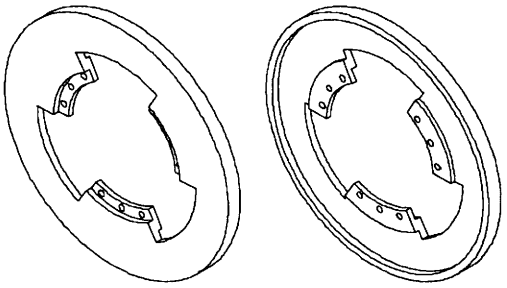


6) 잠금기구 (Lock)

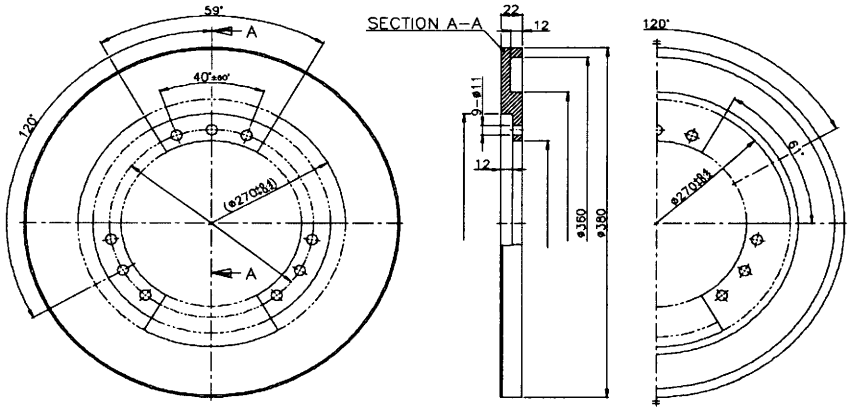




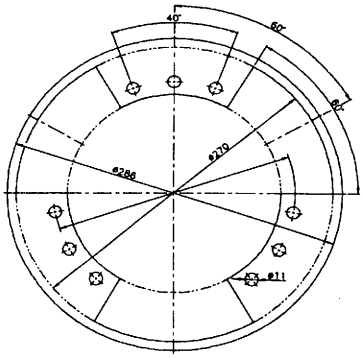
7) 스프링홀더



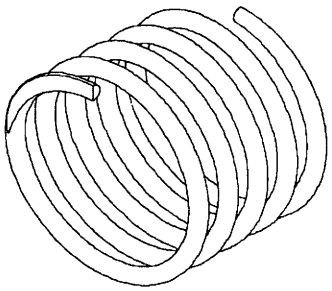
▽ (▽▽)

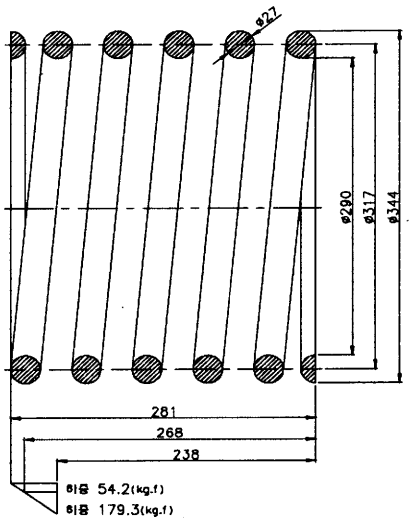


8) 개스킷



9) 압축스프링

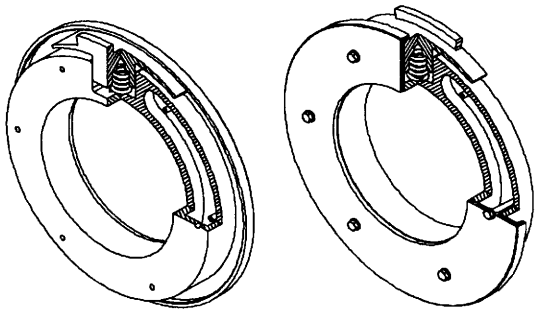


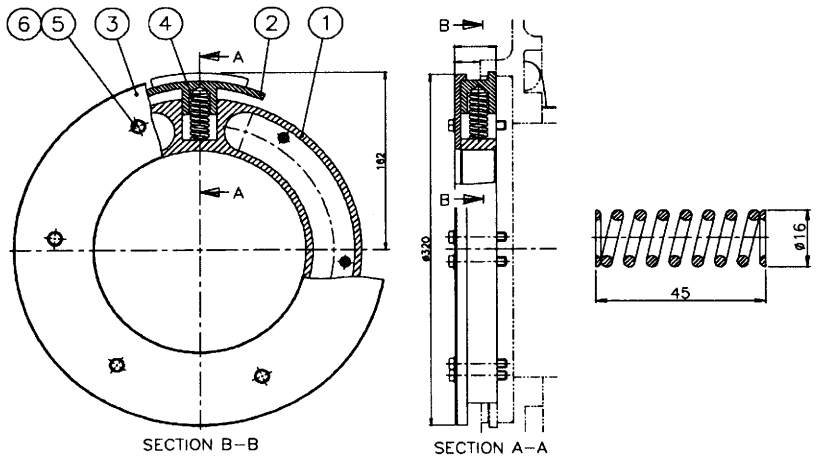


스 프 링 요 목 표		
재 료		SWP9D
재료의 지름(mm)		ø27
코일 평균 지름(mm)		ø317
코일 안 지름(mm)		ø290±4
총 감김수		6
감김 방향		오른쪽
자유 높이(mm)		281
부착시	하 중(kg.f)	54.2
	높 이(mm)	268
최 대 하용시	하 중(kg.f)	179.3
	높 이(mm)	238
스프링 상수(kg.f)		4.17

재료정 공차 – KS B 3701
코일스프링 특성 – KS B 2402

10) 플랜지잠금쇠부 (Mock-up 및 시험지그용)

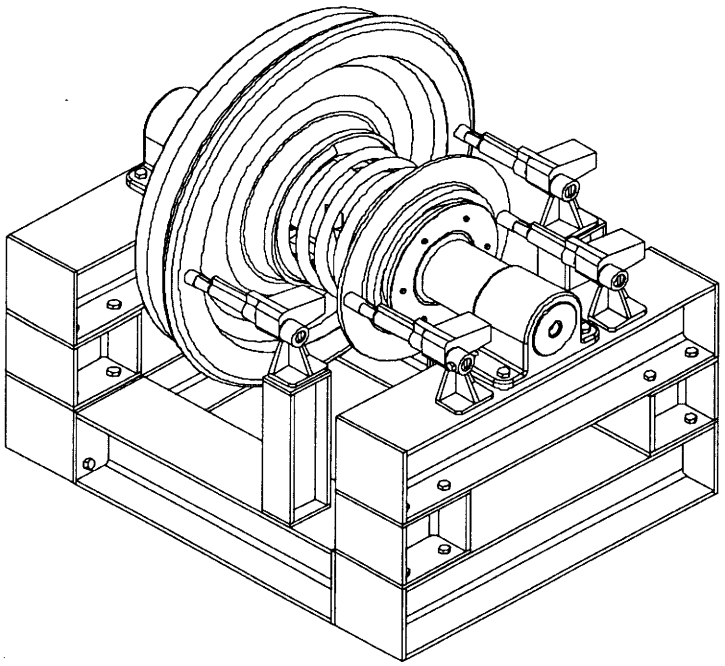




스 프 링 요 목 표		
재 료		SWH
코일 안 지름(mm)		ø16
감김 방향		오른쪽
자유 높이(mm)		45
부착시	하 중(kg.f)	21.3
	높 이(mm)	42
최 대 하용시	하 중(kg.f)	77
	높 이(mm)	34.2
스프링 상수(kg.f)		7.1

재료정 공차 – KS B 3701
코일스프링 특성 – KS B 2402

15) Mock-up 및 시험지그



결과적으로 제작된 궤간가변장치 및 작동성 시험기는 아래 그림과 같다.

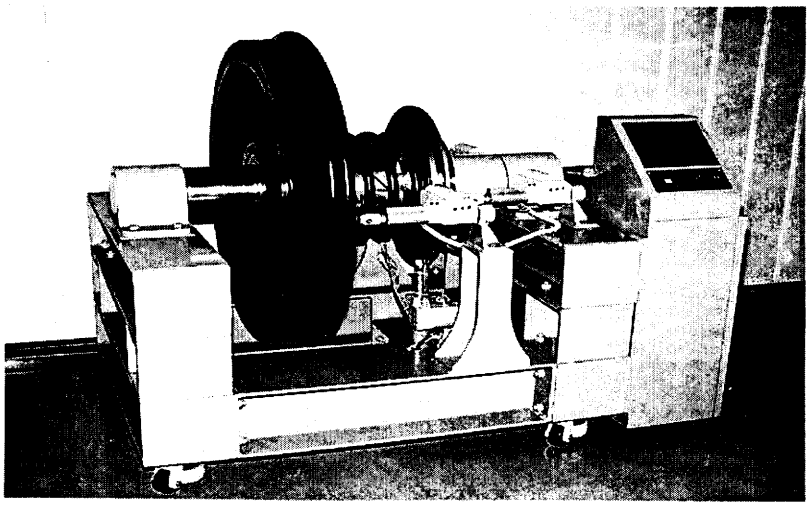


Fig. 6.1. 계속.

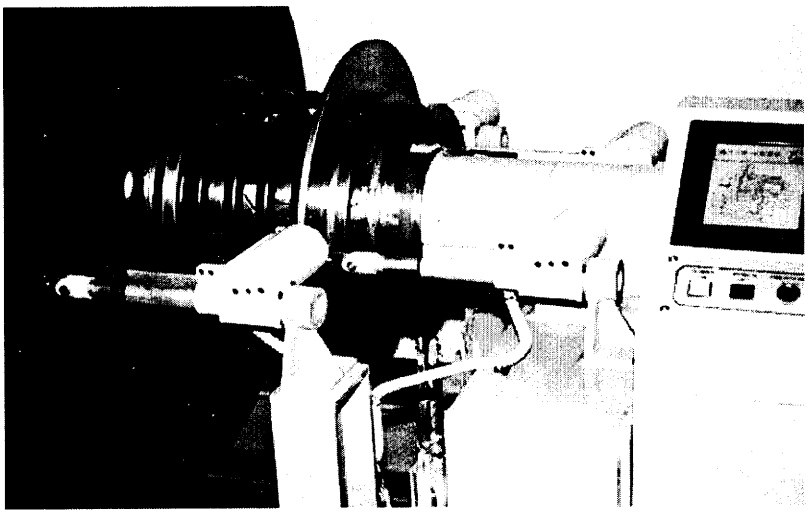


Fig. 6.1. 궤간가변장치 작동성 시험기.

컨트롤러에 표준궤-광궤-표준궤로 변환되는 반복회수를 입력하면 자동으로 궤간변환을 수행하도록 되어 있으며, 작동성, 부품의 간섭 확인 등을 하였다. 수백회의 반복적인 궤간변환 시험을 수회 시행하였으며, 결과적으로 수천회 작동에서 문제가 없었다. UIC 510-4에서 승인절차로 요구하는 500회 변환 시 이상 없음을 충분히 만족하였다. 다만 플랜지의 안쪽 모서리와 고정캡과 맞물리는 모서리의 간섭 우려가 발견되어 모서리의 캠버값을 조정하여 이후의 궤간가변대차 목업에 반영하였다.

제 2 절 궤간가변장치 피로시험

2.1. 개요

5장의 피로해석에서 언급한 바와 같이 궤간가변 화차에 대한 국제 철도규격 UIC 510-4 (Wagons Variable-Gauge Running Gear for 1435/1520 mm and 1668 mm)에 의하면 궤간 가변 윤축시스템은 표준궤 및 광궤 주행구간에서 운행에 투입되기 전에 궤간가변 윤축의 피로강도를 결정하는 굽힘 피로 시험을 통하여 검증받아야 한다. 따라서 5장에서 수행한 피로해석 뿐만 아니라 실제 소재로 궤간가변 윤축을 제작하여 25톤 가진기 등을 이용하여 2축 피로시험을 수행하였다.

우선 피로 하중시험 수행 전에 총 10가지 하중조건 하에서 정적 하중시험이 수행되었다. 이때, 총 83채널 (로젯 게이지: 25개, 단축 게이지: 8개)의 스트레인 신호를 취득하였다.

피로 하중시험은 총 1,000만회의 하중반복수 하에서 3단계(1단계: 600만회, 2단계: 200만회, 3단계: 200만회)로 구분되는 피로시험 조건을 고려하였다. 각 단계가 종료된 후 염료침투법(Dye penetration test)을 실시하여 균열발생 여부를 판단하였다.

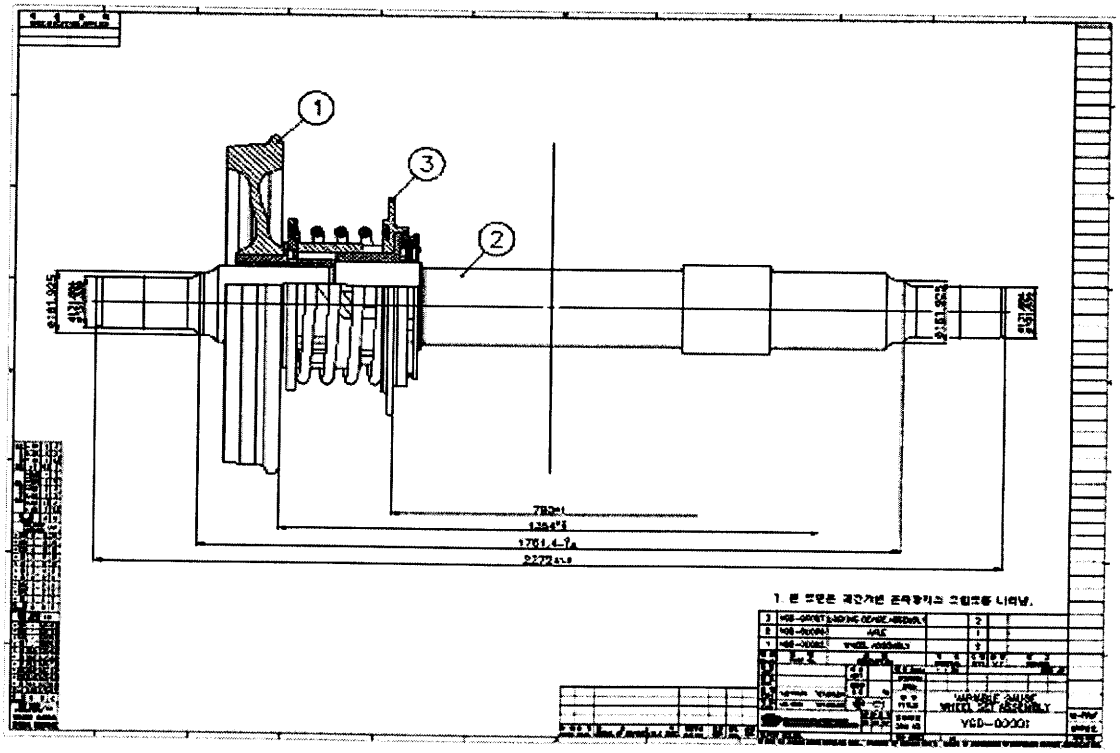


Fig. 6.2. 피로시험 시험체 도면.

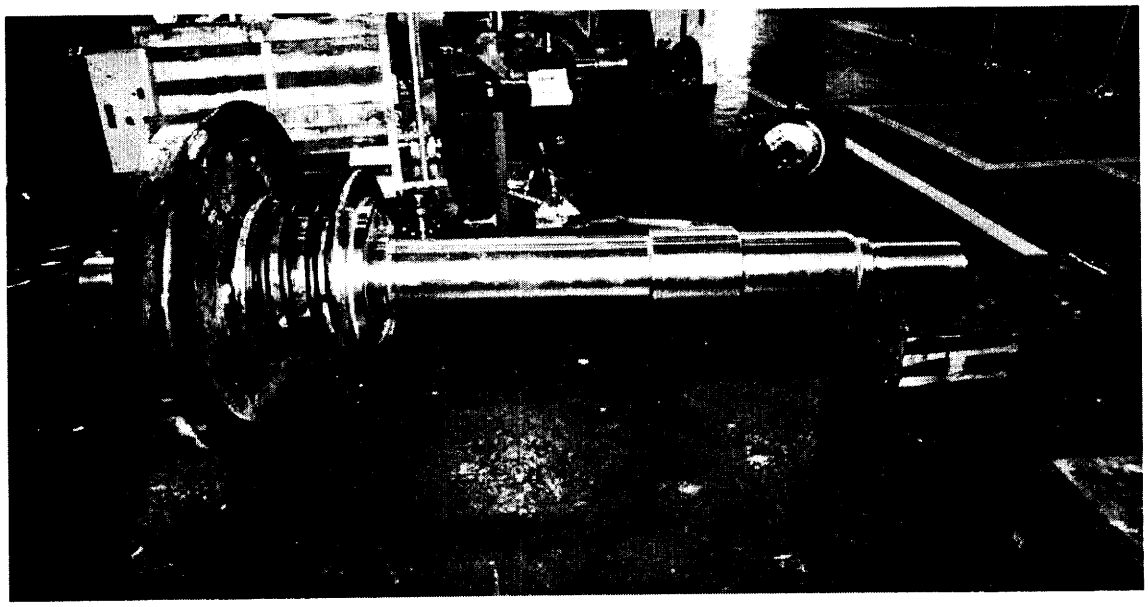


Fig. 6.2. 피로시험 시험체 모습.

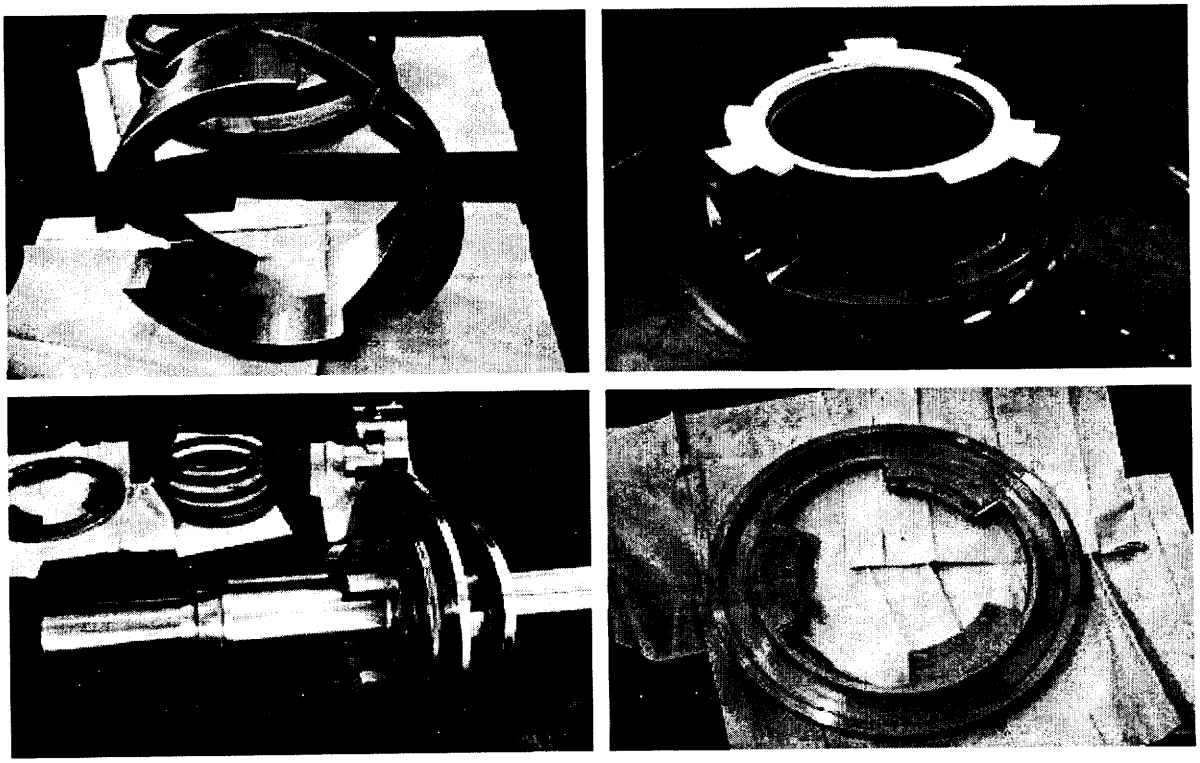


Fig. 6.2. 피로시험 시험체 부품.

2.2. 궤간가변장치 피로시험 셋업

궤간가변 윤축에 대한 정적 및 피로 하중시험을 수행하기 위하여 반력벽, 반력바닥 및 H-형강 등을 이용하였다. 차축의 양단을 끝단에서 약 224 mm 위치까지 고정하였고, 2축 (수직방향 및 수평방향) 정적 및 피로 하중을 가력하기 위하여 가진치구를 제작/설치한 후 유압가력기를 연결하였다. 가진치구는 차륜의 수직방향에 대한 하중 작용점이 차륜 폭 140 mm중에 바깥쪽에서 65 mm, 안쪽에서 75 mm 위치하도록 한였다. 한편, 가진치구는 차륜의 수평방향에 대한 하중 작용점이 차축의 중심에서 425 mm에 위치되도록 한였다. (하중작용점을 지나도록 원주를 그리면 직경 850 mm가 되도록 한다.) 즉, 차륜 답면 (차축 중심에서 460 mm 위치)에서 수평하중을 가하지 못하고 425 mm 위치에서 보정된 하중을 가력하였다. 시험 셋업의 형상 및 가진치구 형상을 아래 그림에 나타내었다.

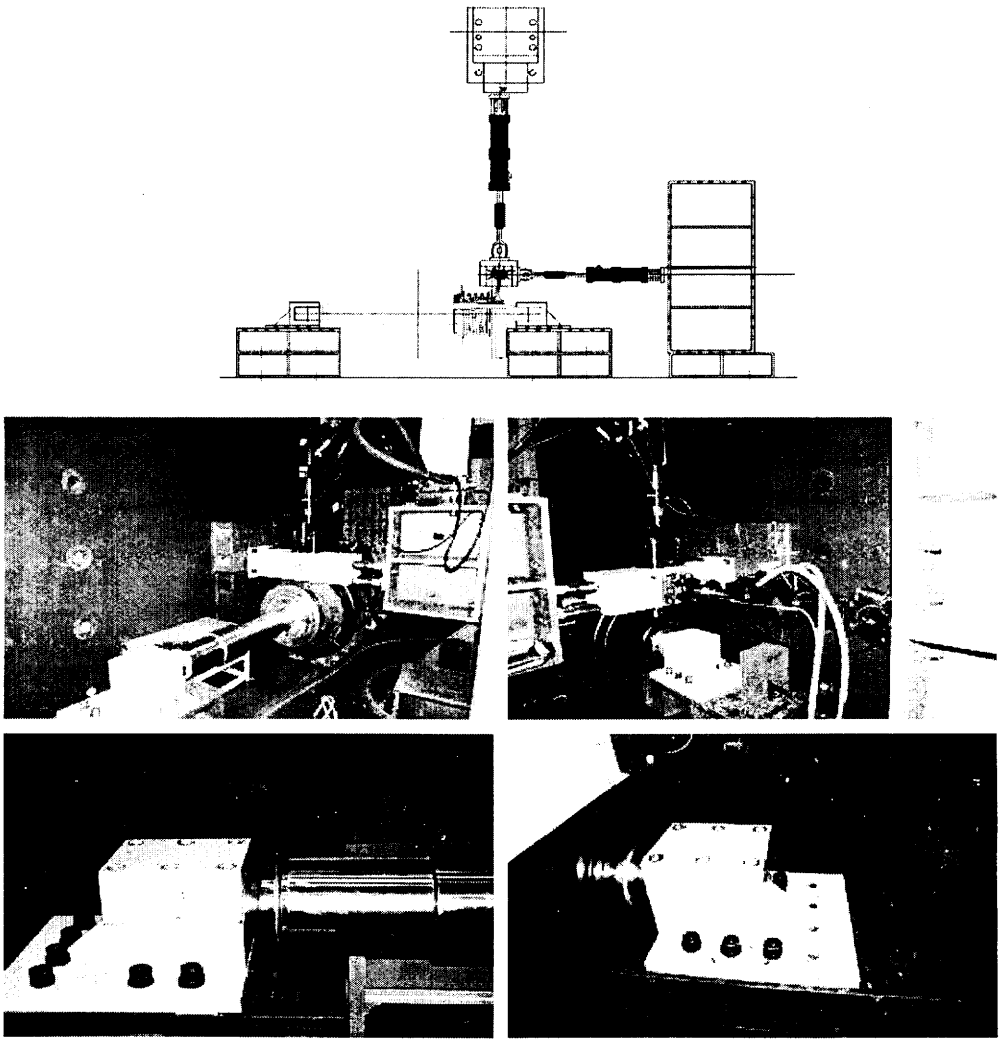


Fig. 6.3. 궤간가변장치 피로시험 셋업.

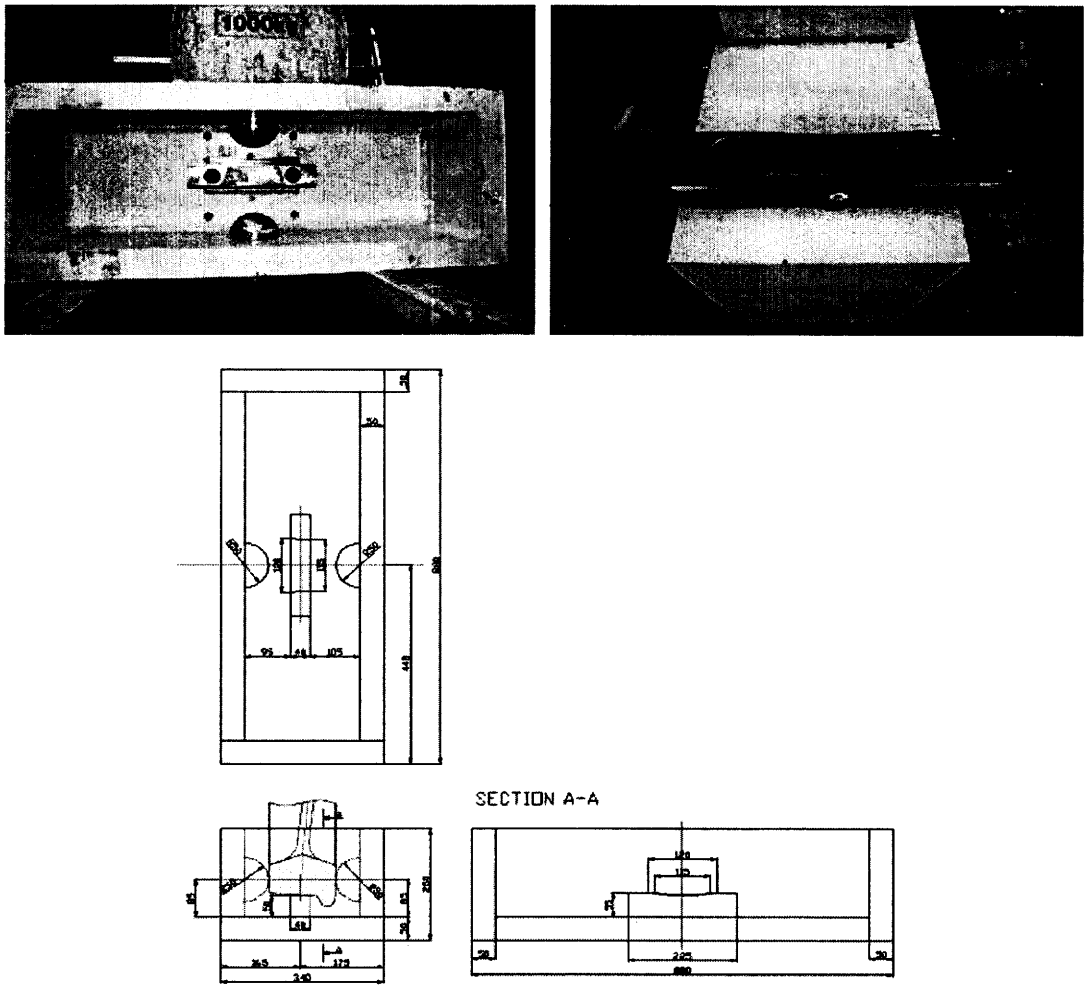


Fig. 6.4. 가진 치구.

본 시험은 한국기계연구원 구조연구동 대형구조시험설비에서 수행되었으며, 모든 실험이 자동제어 및 자료처리 기능을 갖는 MTS 구조시험장비를 통해 진행되었다. 구조시험장비는 유압가력기, 이들의 운동을 제어하는 디지털 제어기 및 동력원인 유압발생기로 구성된다. 원하는 하중 또는 변위를 Flextest IIm 프로그램내의 디지털 함수발생기나 D/A변환기를 통하여 아날로그 전압으로 변환하여 유압가력기 시스템내에 입력하므로써 시험편에 하중 또는 변위를 가하게 된다. 유압가력기를 제어하는 디지털 제어기는 AC제어기, DC제어기 및 micro-console로 구성되어 있다. AC 또는 DC제어기에 의하여 결정된 입력신호를 유압가력기의 servo-valve에 보내고, 유압가력기내로 유입되는 압력일정(210kg/cm2)인 유량을 조절함으로써 작용하중 또는 변위를 제어한다. 디지털 제어기에서 변위제어의 경우는 AC제어기에 의하여 그리고 하중제어의 경우는 DC제어기에 의하여 이루어지는데 두가지 방식 모두 closed-loop 제어방식으로 입력신호(command signal)와 회기신호(feed-back signal)사이의 차, 즉 평균오차(DC error)를 영(zero)으로 수렴시킴으로

써 제어가 완료된다. 본 시험에서는 digital function generator로부터 발생되는 정현파형의 동적신호에 따르는 하중제어방식을 적용하였다.

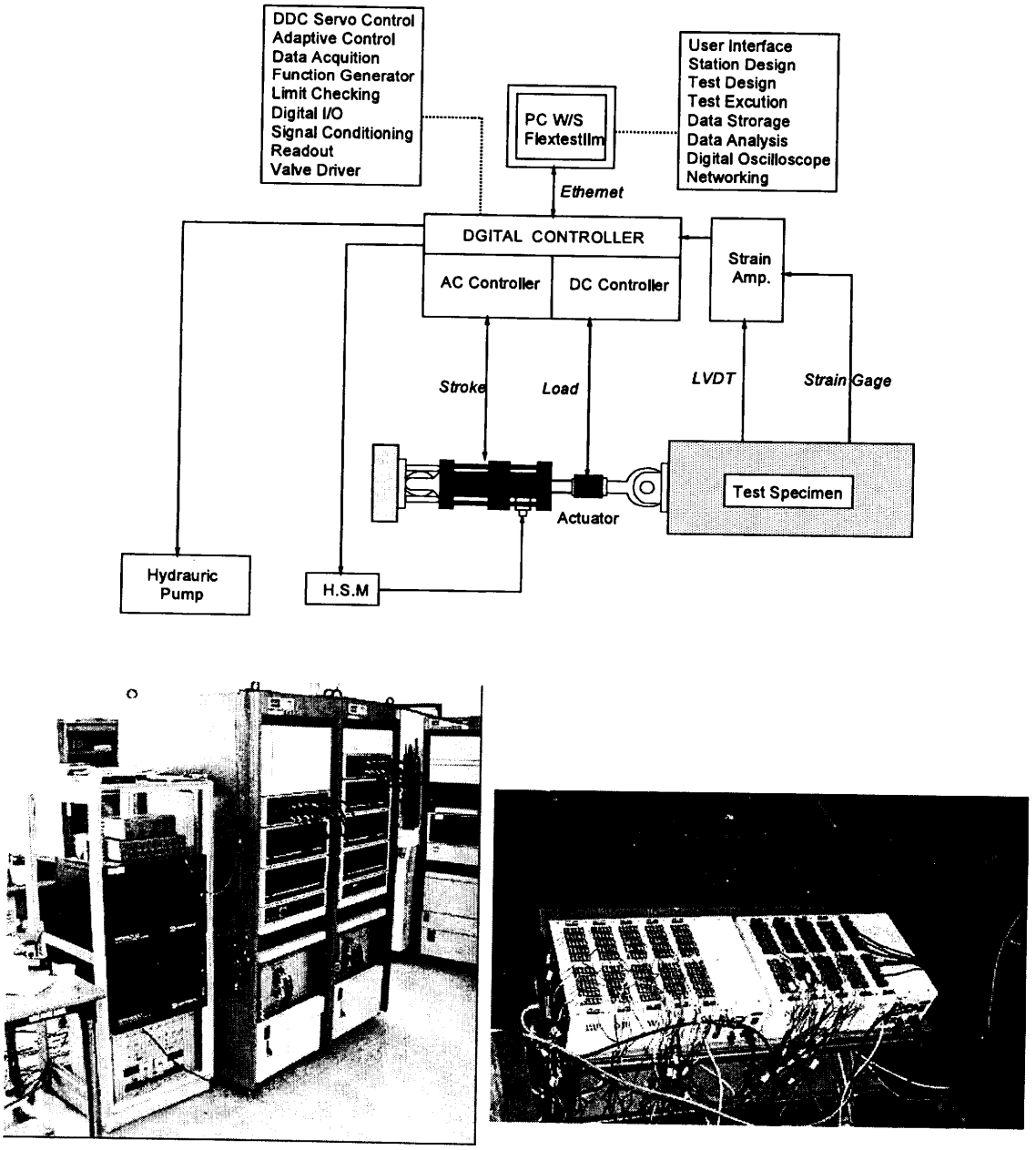


Fig. 6.5. 구조시험 시스템, 제어기, 데이터 Acquisition 시스템.

총 2대의 유압가력기(수직하중 가력용: 25 ton 용량, 수평하중 가력용: 10 ton 용량)가 사용되었다. 유압가력기의 하중 및 시험편에 부착된 스트레인 게이지로부터의 변형률 등 모든 측정치는 데이터 취득장치를 통하여 데이터화 하였다. 본 시험에 사용된 장비는 KYOWA UCAM-500A data logger와 USB-500 scanning box

이다. 총 100채널의 실시간 계측이 가능한 사양이다.

2.3. 시험 절차

2.3.1. 정적 하중시험 절차

수직하중과 수평하중을 Table 6.1과 같은 단계로 가력하였다. 수평하중은 가력 치구의 설치 관계로 차륜 답면 (차축중심에서 460mm 위치)에서 하중을 가하지 못하고 차축중심에서 425 mm 위치에서 하중을 가하므로 보정값 B (= 460/425 = 1.08)를 곱한 값으로 가력하였다. 각 케이스 별로 2~3회의 시험을 수행하였으며 부과된 하중은 loading-holding-unloading 세단계의 하중 히스토그램으로 제어되었다.

Table 6.1 Loads for static test.

Case	Target Load			
	Pv	Pv (kN)	Pt	Pt (kN)
1	0.25*P0	26.95	0	0
2	0.5*P0	53.90	0	0
3	0.75*P0	80.85	0	0
4	1.0*P0	107.80	0	0
5	1.5*P0	161.70	0.3*B*P0	34.927
6	1.5*P0	161.70	-0.3*B*P0	-34.927
7	1.6*P0	172.48	0.36*B*P0	41.915
8	1.6*P0	172.48	-0.36*B*P0	-41.915
9	1.7*P0	183.26	0.42*B*P0	48.902
10	1.7*P0	183.26	-0.42*B*P0	-48.902

주1) Pv: 수직하중, Pt:수평하중, P0=11 ton (107.80 kN), B=1.08

주2) 수직하중 +방향: 하향, 수평하중 +방향: 차륜 외측에서 내측 방향

총 33개의 스트레인게이지(로젯 게이지 25개, 단축 게이지 8개)를 시험편에 부착하여 총 83채널의 스트레인 신호를 정적하중 가력 시 측정하였다. 로젯 게이지의 기준축은 차축 방향이며, 아래 그림에 게이지 부착도면을 나타내었다. 게이지 부착도면에서 Position C 위치에 수직 및 수평하중을 가력하였다.

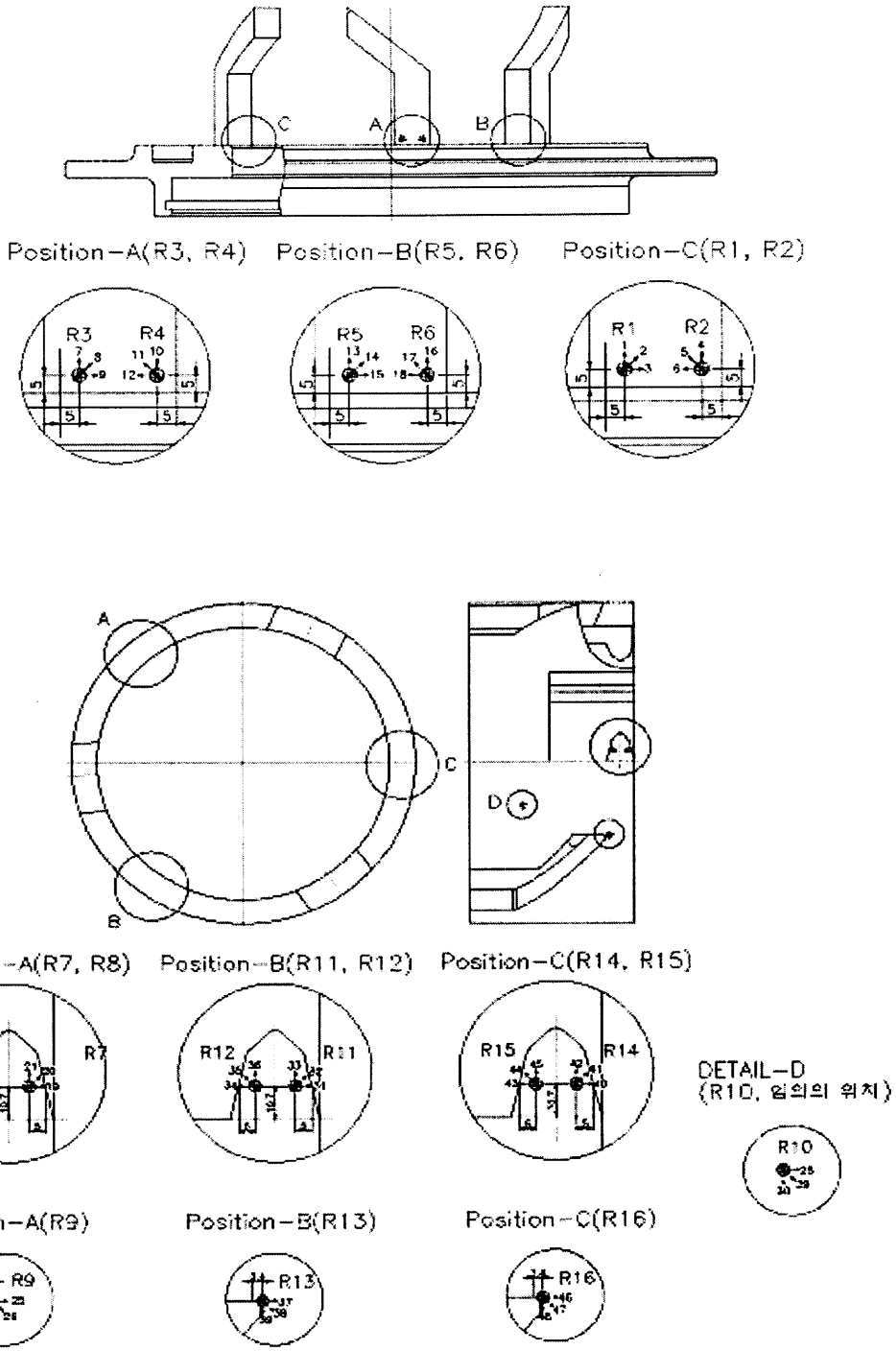

C
A
B
Position-A(R3, R4)
Position-B(R5, R6)
Position-C(R1, R2)
R3
R4
R5
R6
R1
R2
A
B
C
D
Position-A(R7, R8)
Position-B(R11, R12)
Position-C(R14, R15)
R8
R7
R12
R11
R15
R14
DETAIL-D
(R10, 임의의 위치)
R10
Position-A(R9)
Position-B(R13)
Position-C(R16)
R9
R13
R16

Fig. 6.6. 계속.

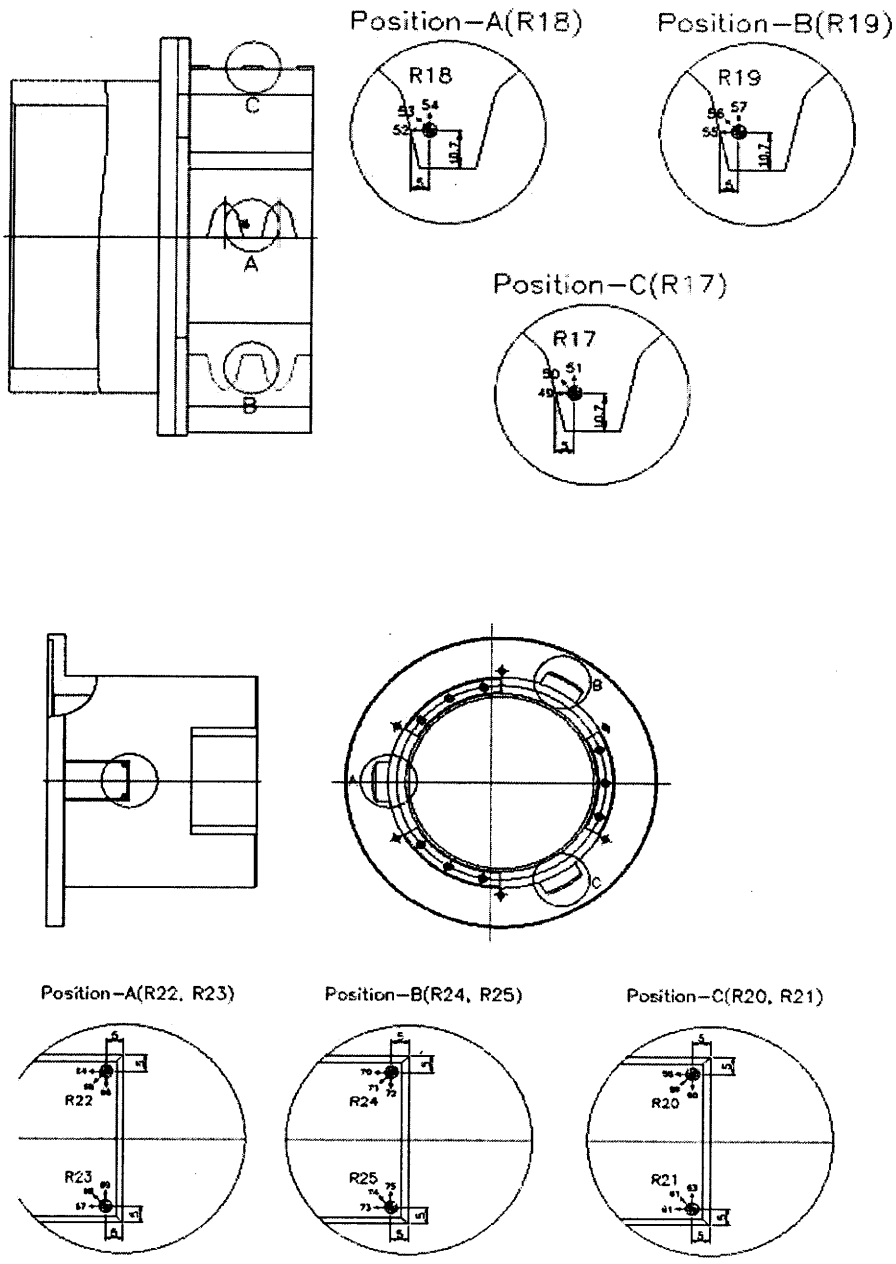

Position-A(R18)
Position-B(R19)
Position-C(R17)
R18
R19
R17
C
A
B
Position-A(R22, R23)
Position-B(R24, R25)
Position-C(R20, R21)
R22
R23
R24
R25
R20
R21

Fig. 6.6. 계속.

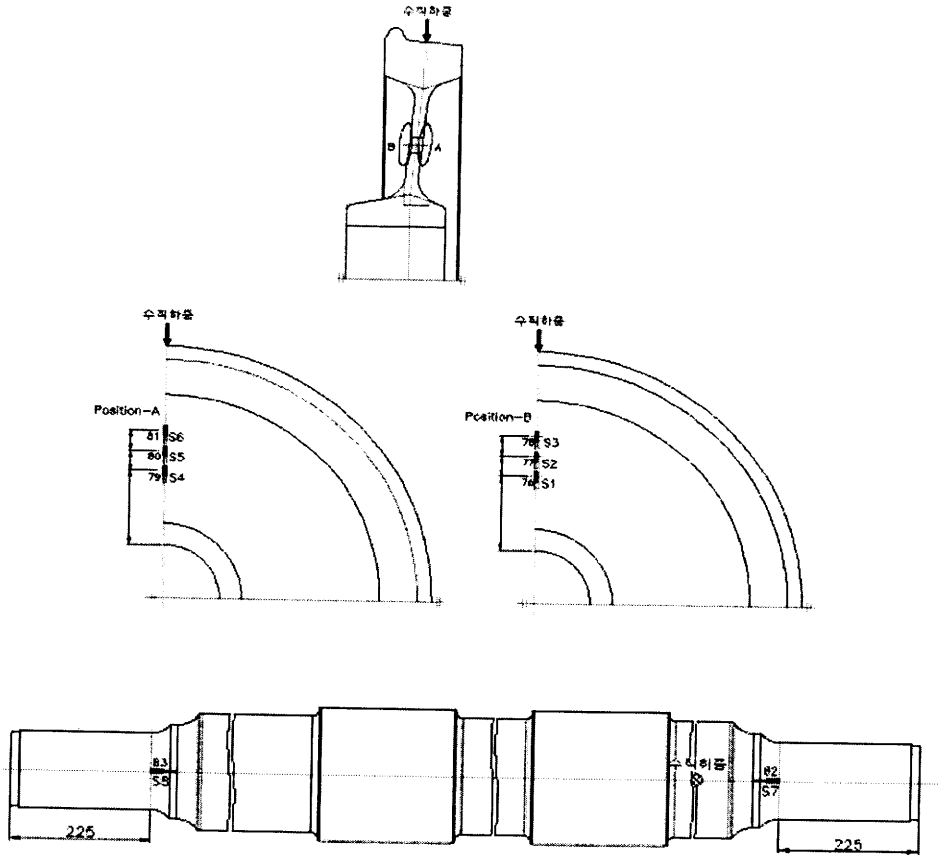


Fig. 6.6. 스트레인 게이지의 위치.

2.3.1. 피로 하중시험 절차

궤간가변 윤축의 피로강도를 파악하기 위한 피로시험은 표준궤간 (1,435 mm)을 설정한 상태에서 3단계로 시험을 실시한다. 아래 Table에서 P는 정적 하중으로 P0=11 ton (107.80 kN, 축중 22 ton에 해당)에 해당한다. 하중 반복수는 수직하중 기준이며, I단계 피로하중 파형도 나타내었다.

Table 6.2 Loads for fatigue test.

Stage	No. of cycles	Vertical force[kN]		Transverse force[kN]	
		static	dynamic	static	dynamic
I	$6x10^6$	P	±0.5*P at 4Hz	0	±0.3*B*P at 2Hz
II	$2x10^6$	P	±0.6*P at 4Hz	0	±0.36*B*P at 2Hz
III	$2x10^6$	P	±0.7*P at 4Hz	0	±0.42*B*P at 2Hz

한편, 아래 형태의 신호를 유압가력기 시스템에 입력하였으나, 부품들의 공차 등으로 인하여 실제 회기신호는 입력신호와 동일한 형태를 보이지 않았다. 3단계 피로 하중시험 시 회기신호의 예를 Figure 5.3에 나타내었다. 여기서 적색선이 수직하중이며 청색선이 수평하중을 나타낸다.

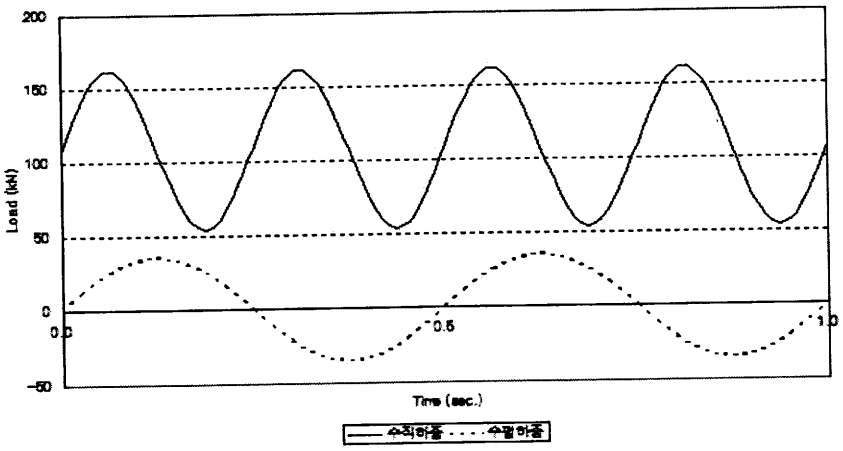


Fig. 6.7. 피로하중 입력 신호 (Stage I)

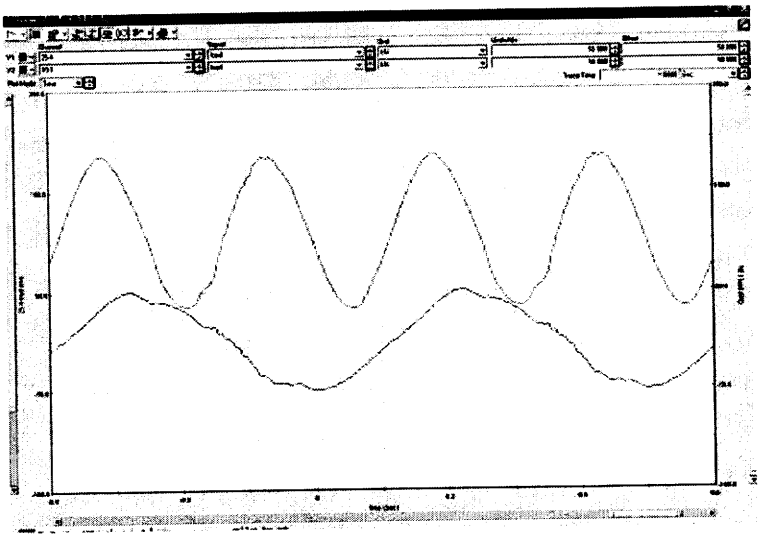


Fig. 6.8. 회기 신호 예 (Stage III)

피로시험 중 균열발생 여부를 확인하기 위하여 염료침투법(Dye penetration test)을 다음과 같이 실시하였다.

- 시험 수행 전
- 6*106 (I단계 시험) 하중 반복수 종료후
- 8*106 (II단계 시험) 하중 반복수 종료후
- 1*107 (III단계 시험) 하중 반복수 종료후

2.4. 시험 결과

정적 하중시험 시 계측된 응력(로젯 게이지의 경우 등가응력)은 모두 항복응력의 65% 미만이었으며, 각 부품별 최대응력을 Table 6.3에 정리하였다. 또한 정적 하중시험 결과 또한 정리하였다. 하중 케이스 번호 및 게이지 번호는 2.3절에 표기한 바와 같다. 즉, R1~R25는 로젯게이지, S1~S8은 단축게이지이며 탄성계수(E)는 210 GPa로 계산하였다. 시험결과에서 등가응력은 로젯게이지의 경우 von mises응력이며 단축게이지의 경우 해당 축에 대한 응력이다. 한편 정적 하중시험 시 실험실 온도는 5.7 도로 측정되었다.

Table 6.3. Result of measured maximum stress in static load test.

부품	게이지번호	등가응력(MPa)	정적하중 Case
Release disk	R2	5.75	10
Locker	R16	29.18	10
Female lock	R19	2.00	10
Fixing cab	R22	25.35	5
Wheel	S4	-79.80[1)]	10
Axle	S7	-91.86[1)]	10

주1) 단축게이지의 경우 최대 절대값의 결과

Table 6.4. 정적하중 시험결과 (Case 1).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	-1.28	-1.59	1.46	0.25	0.03	0.24
R2	-1.72	-1.72	1.72	0.15	-0.15	0.27
R3	-0.61	-0.83	0.74	0.00	0.00	0.00
R4	-0.57	-0.57	0.57	0.00	0.00	0.00
R5	-0.57	-0.57	0.57	0.00	0.00	0.00
R6	-0.57	-0.57	0.57	0.00	0.00	0.00
R7	-0.61	-0.83	0.74	0.00	0.00	0.00
R8	-0.61	-0.83	0.74	0.00	0.00	0.00
R9	-0.57	-0.57	0.57	0.25	0.03	0.24
R10	-0.29	-0.29	0.29	0.00	0.00	0.00
R11	-0.57	-0.57	0.57	0.00	0.00	0.00
R12	-0.57	-0.57	0.57	0.00	0.00	0.00
R13	-0.27	-0.88	0.79	0.15	-0.15	0.27
R14	-0.57	-0.57	0.57	0.00	0.00	0.00
R15	-0.57	-0.57	0.57	0.00	0.00	0.00
R16	-0.61	-0.83	0.74	0.00	0.00	0.00
R17	-0.03	-0.25	0.24	0.00	0.00	0.00
R18	-1.15	-1.15	1.15	0.29	0.29	0.29
R19	-0.61	-0.83	0.74	0.00	0.00	0.00
R20	-0.13	-0.44	0.39	0.25	0.03	0.24
R21	-0.29	-0.29	0.29	0.00	0.00	0.00
R22	-0.64	-1.08	0.94	0.25	0.03	0.24
R23	-1.15	-1.15	1.15	0.25	0.03	0.24
R24	-0.57	-0.57	0.57	0.00	0.00	0.00
R25	-0.57	-0.57	0.57	0.25	0.03	0.24
S1	-	-	1.01	-	-	1.01
S2	-	-	-1.61	-	-	-1.01
S3	-	-	-3.22	-	-	-2.61
S4	-	-	-7.04	-	-	-5.63
S5	-	-	-5.63	-	-	-4.22
S6	-	-	-4.22	-	-	-3.22
S7	-	-	-11.66	-	-	-10.05
S8	-	-	4.02	-	-	4.82

Table 6.5. 정적하중 시험결과 (Case 2).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	-0.29	-0.29	0.29	0.00	0.00	0.00
R2	-0.07	-0.51	0.48	-0.03	-0.25	0.24
R3	0.00	0.00	0.00	-0.32	-0.54	0.47
R4	0.00	0.00	0.00	-0.32	-0.54	0.47
R5	0.15	-0.15	0.27	-0.29	-0.29	0.29
R6	0.25	0.03	0.24	-0.29	-0.29	0.29
R7	-0.03	-0.25	0.24	-0.29	-0.29	0.29
R8	0.15	-0.15	0.27	-0.29	-0.29	0.29
R9	0.15	-0.15	0.27	-0.29	-0.29	0.29
R10	0.00	0.00	0.00	-0.57	-0.57	0.57
R11	0.25	0.03	0.24	-0.29	-0.29	0.29
R12	0.25	0.03	0.24	-0.29	-0.29	0.29
R13	0.00	0.00	0.00	-0.57	-0.57	0.57
R14	0.00	0.00	0.00	-0.03	-0.25	0.24
R15	0.00	0.00	0.00	-0.29	-0.29	0.29
R16	-0.03	-0.25	0.24	-0.32	-0.54	0.47
R17	0.25	0.03	0.24	-0.32	-0.54	0.47
R18	0.15	-0.15	0.27	-0.42	-0.73	0.63
R19	0.00	0.00	0.00	-0.29	-0.29	0.29
R20	0.25	0.03	0.24	-0.29	-0.29	0.29
R21	0.25	0.03	0.24	-0.29	-0.29	0.29
R22	5.78	-4.92	9.27	-0.47	-0.96	0.83
R23	-0.03	-0.25	0.24	-0.29	-0.29	0.29
R24	0.00	0.00	0.00	-0.32	-0.54	0.47
R25	0.00	0.00	0.00	-0.03	-0.25	0.24
S1	-	-	2.41	-	-	1.61
S2	-	-	-1.61	-	-	-2.41
S3	-	-	-5.03	-	-	-6.03
S4	-	-	-11.46	-	-	-11.46
S5	-	-	-8.44	-	-	-8.44
S6	-	-	-6.03	-	-	-6.23
S7	-	-	-21.11	-	-	-21.51
S8	-	-	9.05	-	-	7.84

Table 6.6. 정적하중 시험결과 (Case 3).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	1.11	0.90	1.02	1.08	0.64	0.94
R2	1.11	0.90	1.02	1.08	0.64	0.94
R3	1.30	0.99	1.18	1.11	0.90	1.02
R4	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
R5	0.57	0.57	0.57	0.83	0.61	0.74
R6	0.73	0.42	0.63	0.57	0.57	0.57
R7	0.54	0.32	0.47	0.83	0.61	0.74
R8	0.29	0.29	0.29	0.83	0.61	0.74
R9	0.54	0.32	0.47	1.11	0.90	1.02
R10	0.29	0.29	0.29	0.83	0.61	0.74
R11	0.54	0.32	0.47	0.57	0.57	0.57
R12	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57
R13	0.29	0.29	0.29	0.54	0.32	0.47
R14	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57
R15	0.54	0.32	0.47	0.57	0.57	0.57
R16	0.54	0.32	0.47	0.57	0.57	0.57
R17	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57
R18	1.11	0.90	1.02	1.15	1.15	1.15
R19	0.57	0.57	0.57	1.11	0.90	1.02
R20	0.73	0.42	0.63	0.96	0.47	0.83
R21	0.73	0.42	0.63	1.02	0.71	0.90
R22	0.79	0.36	0.69	1.08	0.64	0.94
R23	1.08	0.64	0.94	1.15	1.15	1.15
R24	0.73	0.42	0.63	1.11	0.90	1.02
R25	0.54	0.32	0.47	1.15	1.15	1.15
S1	-	-	4.02	-	-	4.22
S2	-	-	-1.81	-	-	-1.01
S3	-	-	-7.24	-	-	-7.24
S4	-	-	-15.88	-	-	-15.68
S5	-	-	-11.46	-	-	-11.26
S6	-	-	-8.04	-	-	-7.84
S7	-	-	-31.76	-	-	-31.56
S8	-	-	12.46	-	-	13.07

Table 6.7. 정적하중 시험결과 (Case 4).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	0.29	0.29	0.29	-0.03	-0.25	0.24
R2	0.25	0.03	0.24	-0.13	-0.44	0.39
R3	0.44	0.13	0.39	0.15	-0.15	0.27
R4	0.29	0.29	0.29	0.25	0.03	0.24
R5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
R6	0.00	0.00	0.00	0.15	-0.15	0.27
R7	0.25	0.03	0.24	0.00	0.00	0.00
R8	0.25	0.03	0.24	0.00	0.00	0.00
R9	0.29	0.29	0.29	0.00	0.00	0.00
R10	0.25	0.03	0.24	0.00	0.00	0.00
R11	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
R12	0.00	0.00	0.00	0.15	-0.15	0.27
R13	0.15	-0.15	0.27	0.25	0.03	0.24
R14	0.29	0.29	0.29	-0.03	-0.25	0.24
R15	0.29	0.29	0.29	0.15	-0.15	0.27
R16	0.25	0.03	0.24	-0.32	-0.54	0.47
R17	0.00	0.00	0.00	0.15	-0.15	0.27
R18	0.25	0.03	0.24	-0.03	-0.25	0.24
R19	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
R20	0.25	0.03	0.24	0.25	0.03	0.24
R21	0.44	0.13	0.39	0.25	0.03	0.24
R22	0.25	0.03	0.24	-0.13	-0.44	0.39
R23	0.29	0.29	0.29	-0.13	-0.44	0.39
R24	0.25	0.03	0.24	0.25	0.03	0.24
R25	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
S1	-	-	4.22	-	-	4.62
S2	-	-	-3.42	-	-	-3.82
S3	-	-	-10.85	-	-	-11.06
S4	-	-	-22.51	-	-	-22.51
S5	-	-	-16.88	-	-	-16.48
S6	-	-	-12.06	-	-	-12.06
S7	-	-	-44.62	-	-	-44.22
S8	-	-	15.28	-	-	15.28

Table 6.8. 정적하중 시험결과 (Case 5).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	3.14	0.88	2.80	2.19	-0.18	2.28
R2	-0.02	-3.43	3.42	-1.37	-5.24	4.70
R3	0.44	0.13	0.39	-0.03	-0.25	0.24
R4	0.54	0.32	0.47	-0.03	-0.25	0.24
R5	0.00	0.00	0.00	-0.03	-0.25	0.24
R6	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
R7	0.00	0.00	0.00	-0.57	-0.57	0.57
R8	0.25	0.03	0.24	-0.61	-0.83	0.74
R9	3.72	0.59	3.46	3.49	-0.33	3.66
R10	1.45	-0.02	1.46	0.91	-0.33	1.11
R11	0.00	0.00	0.00	-0.03	-0.25	0.24
R12	-0.03	-0.25	0.24	-0.13	-0.44	0.39
R13	0.51	0.07	0.48	0.22	-0.22	0.38
R14	0.00	0.00	0.00	-0.42	-0.73	0.63
R15	0.15	-0.15	0.27	-0.57	-0.57	0.57
R16	7.11	-13.14	17.79	6.59	-14.35	18.54
R17	-0.19	-0.68	0.60	-0.13	-0.44	0.39
R18	0.15	-0.15	0.27	-0.47	-0.96	0.83
R19	0.25	0.03	0.24	-0.32	-0.54	0.47
R20	1.38	-6.84	7.62	1.71	-7.45	8.43
R21	-0.40	-2.76	2.59	-0.16	-2.71	2.63
R22	3.20	-19.85	21.63	0.81	-24.93	25.35
R23	0.10	-0.39	0.45	-0.39	-1.05	0.92
R24	1.00	-4.73	5.30	0.86	-5.17	5.65
R25	0.10	-0.39	0.45	-0.03	-0.25	0.24
S1	-	-	-32.56	-	-	-32.36
S2	-	-	-25.73	-	-	-25.73
S3	-	-	-20.30	-	-	-20.10
S4	-	-	-4.82	-	-	-6.03
S5	-	-	-14.27	-	-	-15.48
S6	-	-	-24.52	-	-	-25.73
S7	-	-	-59.50	-	-	-60.10
S8	-	-	23.92	-	-	27.94

Table 6.9. 정적하중 시험결과 (Case 6).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	0.00	0.00	0.00	-1.00	-4.74	4.33
R2	-0.03	-0.25	0.24	4.54	0.34	4.38
R3	0.25	0.03	0.24	-0.13	-0.44	0.39
R4	0.25	0.03	0.24	-0.61	-0.83	0.74
R5	0.25	0.03	0.24	1.50	0.22	1.40
R6	-0.13	-0.44	0.39	-0.67	-3.64	3.36
R7	0.61	-2.91	3.26	0.12	-0.98	1.04
R8	1.06	-0.49	1.37	0.44	-0.44	0.76
R9	5.67	1.51	5.08	3.88	-0.72	4.28
R10	1.32	-2.18	3.07	0.18	-0.47	0.59
R11	2.44	-5.02	6.59	1.48	-1.19	2.32
R12	4.26	-3.11	6.41	1.29	-2.44	3.29
R13	4.57	-14.04	16.80	4.10	-3.24	6.38
R14	0.40	-6.71	6.92	0.49	-5.08	5.34
R15	6.36	-0.33	6.53	5.00	-0.12	5.06
R16	2.66	-10.99	12.53	3.13	-11.46	13.30
R17	0.35	-0.35	0.60	0.35	-0.35	0.60
R18	-0.17	-1.26	1.19	-0.07	-0.51	0.48
R19	1.55	-0.40	1.79	0.73	-0.45	1.03
R20	0.00	0.00	0.00	-0.03	-0.25	0.24
R21	-0.03	-0.25	0.24	0.22	-0.22	0.38
R22	-0.24	-1.77	1.66	-0.30	-1.42	1.29
R23	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
R24	-0.03	-0.25	0.24	-0.61	-0.83	0.74
R25	0.00	0.00	0.00	-0.61	-0.83	0.74
S1	-	-	40.00	-	-	39.80
S2	-	-	10.85	-	-	10.25
S3	-	-	-15.48	-	-	-15.28
S4	-	-	-63.11	-	-	-63.92
S5	-	-	-36.38	-	-	-37.19
S6	-	-	-12.86	-	-	-13.87
S7	-	-	-79.19	-	-	-80.80
S8	-	-	13.87	-	-	13.87

Table 6.10. 정적하중 시험결과 (Case 7).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	-0.51	-3.22	2.99	2.70	0.74	2.42
R2	3.12	0.32	2.97	-0.09	-3.65	3.60
R3	0.54	0.32	0.47	0.25	0.03	0.24
R4	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29
R5	-0.03	-0.25	0.24	0.00	0.00	0.00
R6	1.35	0.37	1.21	0.00	0.00	0.00
R7	1.80	0.21	1.71	0.25	0.03	0.24
R8	0.25	0.03	0.24	0.15	-0.15	0.27
R9	2.90	0.55	2.67	6.23	1.23	5.71
R10	2.93	-0.35	3.12	1.92	0.38	1.76
R11	3.00	-0.99	3.60	0.00	0.00	0.00
R12	0.85	-2.00	2.53	0.25	0.03	0.24
R13	8.66	-1.20	9.32	0.15	-0.15	0.27
R14	0.00	0.00	0.00	0.25	0.03	0.24
R15	-0.13	-0.44	0.39	0.25	0.03	0.24
R16	6.27	-14.03	18.00	7.13	-14.31	18.92
R17	0.25	-0.54	0.70	0.25	-0.54	0.70
R18	0.15	-0.15	0.27	0.39	-0.10	0.45
R19	0.25	0.03	0.24	0.25	0.03	0.24
R20	4.01	-14.92	17.27	4.25	-14.02	16.56
R21	-0.14	-5.03	4.96	-0.10	-4.78	4.73
R22	2.38	-19.03	20.32	3.14	-17.50	19.26
R23	-0.03	-0.25	0.24	0.25	0.03	0.24
R24	1.46	-5.19	6.05	1.33	-5.63	6.40
R25	0.25	0.03	0.24	-0.03	-0.25	0.24
S1	-	-	-39.60	-	-	-40.40
S2	-	-	-29.95	-	-	-30.15
S3	-	-	-21.71	-	-	-21.91
S4	-	-	-1.21	-	-	-2.01
S5	-	-	-13.67	-	-	-14.47
S6	-	-	-26.93	-	-	-27.74
S7	-	-	-61.31	-	-	-62.31
S8	-	-	31.16	-	-	30.55

Table 6.11. 정적하중 시험결과 (Case 8).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	0.00	0.00	0.00	-0.72	-4.45	4.14
R2	-0.03	-0.25	0.24	4.53	0.35	4.36
R3	0.25	0.03	0.24	-0.03	-0.25	0.24
R4	0.25	0.03	0.24	-0.29	-0.29	0.29
R5	1.11	0.32	0.99	2.38	0.50	2.17
R6	-0.36	-1.94	1.78	-0.82	-4.07	3.73
R7	0.71	-2.72	3.13	0.50	-1.36	1.67
R8	1.16	-0.59	1.54	0.94	-0.37	1.17
R9	5.95	1.52	5.35	4.61	-0.88	5.10
R10	0.96	-2.10	2.71	0.40	-0.69	0.96
R11	2.86	-4.30	6.24	2.21	-1.35	3.11
R12	4.30	-2.86	6.24	2.00	-2.57	3.96
R13	5.75	-12.64	16.29	5.17	-4.89	8.71
R14	0.53	-8.28	8.56	0.60	-8.06	8.38
R15	8.24	-0.20	8.34	7.86	-0.10	7.91
R16	4.44	-15.64	18.26	5.85	-17.33	20.88
R17	0.59	-0.31	0.79	0.64	-0.64	1.10
R18	0.02	-0.88	0.89	-0.14	-1.01	0.95
R19	1.55	-0.40	1.79	1.27	-0.12	1.33
R20	0.25	0.03	0.24	-0.03	-0.25	0.24
R21	0.25	0.03	0.24	-0.03	-0.25	0.24
R22	-0.07	-0.51	0.48	-0.07	-0.51	0.48
R23	-0.03	-0.25	0.24	0.00	0.00	0.00
R24	-0.03	-0.25	0.24	-0.32	-0.54	0.47
R25	0.00	0.00	0.00	-0.42	-0.73	0.63
S1	-	-	47.84	-	-	47.64
S2	-	-	14.07	-	-	14.07
S3	-	-	-15.88	-	-	-16.08
S4	-	-	-70.95	-	-	-71.76
S5	-	-	-40.40	-	-	-40.80
S6	-	-	-12.86	-	-	-13.47
S7	-	-	-85.83	-	-	-86.63
S8	-	-	13.07	-	-	13.27

Table 6.12. 정적하중 시험결과 (Case 9).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험			3차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	-0.38	-3.35	3.18	2.23	0.36	2.07	2.23	0.36	2.07
R2	4.22	0.66	3.93	-0.60	-4.00	3.74	-0.82	-4.07	3.73
R3	0.25	0.03	0.24	0.00	0.00	0.00	-0.29	-0.29	0.29
R4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.13	-0.44	0.39
R5	-0.32	-1.11	0.99	0.00	0.00	0.00	-0.29	-0.29	0.29
R6	2.85	0.60	2.60	0.00	0.00	0.00	-0.29	-0.29	0.29
R7	1.74	0.27	1.62	0.00	0.00	0.00	0.15	-0.15	0.27
R8	0.44	0.13	0.39	-0.03	-0.25	0.24	-0.03	-0.25	0.24
R9	3.98	1.18	3.54	7.53	1.37	6.95	7.53	1.37	6.95
R10	3.49	-0.33	3.66	2.11	-0.39	2.32	1.95	-0.23	2.08
R11	3.00	-0.99	3.60	0.00	0.00	0.00	-0.32	-0.54	0.47
R12	1.10	-1.97	2.69	0.00	0.00	0.00	-0.32	-0.54	0.47
R13	8.42	-1.53	9.29	0.18	-0.47	0.59	-0.10	-0.76	0.71
R14	0.25	0.03	0.24	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
R15	0.10	-0.39	0.45	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
R16	6.21	-14.83	18.72	6.36	-16.41	20.36	6.65	-16.70	20.83
R17	-0.04	-0.82	0.81	0.49	-0.49	0.85	-0.09	-1.06	1.02
R18	0.25	0.03	0.24	0.10	-0.39	0.45	-0.19	-0.68	0.60
R19	0.15	-0.15	0.27	0.25	0.03	0.24	-0.07	-0.51	0.48
R20	5.43	-20.08	23.28	5.54	-19.04	22.33	4.97	-19.61	22.51
R21	-0.26	-6.91	6.79	0.12	-6.72	6.78	-0.61	-7.43	7.14
R22	2.87	-16.37	17.98	2.80	-16.58	18.14	2.66	-17.02	18.49
R23	0.39	-0.10	0.45	0.10	-0.39	0.45	-0.07	-0.51	0.48
R24	1.22	-6.68	7.36	1.46	-6.63	7.47	0.72	-7.04	7.42
R25	-0.03	-0.25	0.24	0.25	0.03	0.24	-0.32	-0.54	0.47
S1	-	-	-47.64	-	-	-47.84	-	-	-48.64
S2	-	-	-34.77	-	-	-34.97	-	-	-35.58
S3	-	-	-23.92	-	-	-24.12	-	-	-24.12
S4	-	-	1.61	-	-	1.41	-	-	0.80
S5	-	-	-13.67	-	-	-14.27	-	-	-14.67
S6	-	-	-30.15	-	-	-30.55	-	-	-30.95
S7	-	-	-63.32	-	-	-63.52	-	-	-63.92
S8	-	-	32.16	-	-	32.76	-	-	31.96

Table 6.13. 정적하중 시험결과 (Case 10).

게이지 번호	1차 시험			2차 시험			3차 시험		
	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)	최대응력 (MPa)	최소응력 (MPa)	등가응력 (MPa)
R1	-0.03	-0.25	0.24	-1.15	-5.17	4.70	-0.94	-5.37	4.97
R2	-0.07	-0.51	0.48	5.06	0.11	5.00	6.02	0.59	5.75
R3	-0.03	-0.25	0.24	-0.03	-0.25	0.24	0.00	0.00	0.00
R4	0.00	0.00	0.00	-0.03	-0.25	0.24	0.00	0.00	0.00
R5	1.04	0.11	0.99	2.38	0.50	2.17	1.99	0.59	1.77
R6	-0.63	-2.82	2.56	-0.61	-3.41	3.15	-0.53	-3.20	2.97
R7	0.34	-3.79	3.97	0.48	-2.49	2.76	0.91	-2.34	2.91
R8	1.24	-0.96	1.91	1.24	-0.96	1.91	1.53	-0.67	1.95
R9	7.01	1.61	6.36	4.60	-1.15	5.27	4.35	-1.19	5.05
R10	1.39	-2.54	3.46	0.60	-1.46	1.84	0.65	-1.23	1.65
R11	3.17	-4.89	7.04	2.74	-1.59	3.79	3.19	-1.46	4.12
R12	5.11	-3.38	7.40	2.97	-2.97	5.15	3.11	-3.11	5.39
R13	6.69	-14.44	18.70	6.26	-5.97	10.59	6.39	-5.53	10.33
R14	0.86	-11.20	11.65	0.73	-11.64	12.02	0.89	-11.80	12.26
R15	11.08	-0.16	11.16	10.92	-0.01	10.93	11.00	-0.37	11.19
R16	7.01	-22.23	26.43	8.82	-23.75	29.18	7.99	-23.79	28.63
R17	1.12	-0.55	1.47	1.12	-0.55	1.47	0.88	-0.59	1.28
R18	-0.02	-1.13	1.12	-0.14	-1.01	0.95	0.02	-0.88	0.89
R19	1.79	-0.36	2.00	1.55	-0.40	1.79	1.79	-0.36	2.00
R20	0.15	-0.15	0.27	0.25	0.03	0.24	0.00	0.00	0.00
R21	0.25	0.03	0.24	0.25	0.03	0.24	0.25	0.03	0.24
R22	-0.03	-0.25	0.24	-0.13	-0.44	0.39	-0.03	-0.25	0.24
R23	-0.03	-0.25	0.24	0.00	0.00	0.00	0.25	0.03	0.24
R24	0.00	0.00	0.00	-0.03	-0.25	0.24	-0.03	-0.25	0.24
R25	-0.03	-0.25	0.24	-0.29	-0.29	0.29	0.00	0.00	0.00
S1	-	-	55.68	-	-	55.88	-	-	56.28
S2	-	-	17.69	-	-	17.49	-	-	17.89
S3	-	-	-16.08	-	-	-16.08	-	-	-16.08
S4	-	-	-79.60	-	-	-79.80	-	-	-78.99
S5	-	-	-44.42	-	-	-44.62	-	-	-43.82
S6	-	-	-13.07	-	-	-13.27	-	-	-12.46
S7	-	-	-91.46	-	-	-91.86	-	-	-91.25
S8	-	-	13.07	-	-	13.07	-	-	13.87

피로시험 결과는 다음과 같다. 시험 전 및 피로 하중시험의 각 단계가 완료된 후 실시한 비파괴검사(염료침투법)에서 피로균열은 발견되지 않았다. 각 단계 종료 후 실시한 염료침투법 결과 중에서 1000만회의 싸이클 시행 후 모습을 아래 그림에 나타내었다. 따라서 본 궤간가변장치는 UIC 510-4의 규격에서 지시하는 피로강도를 만족하였다.

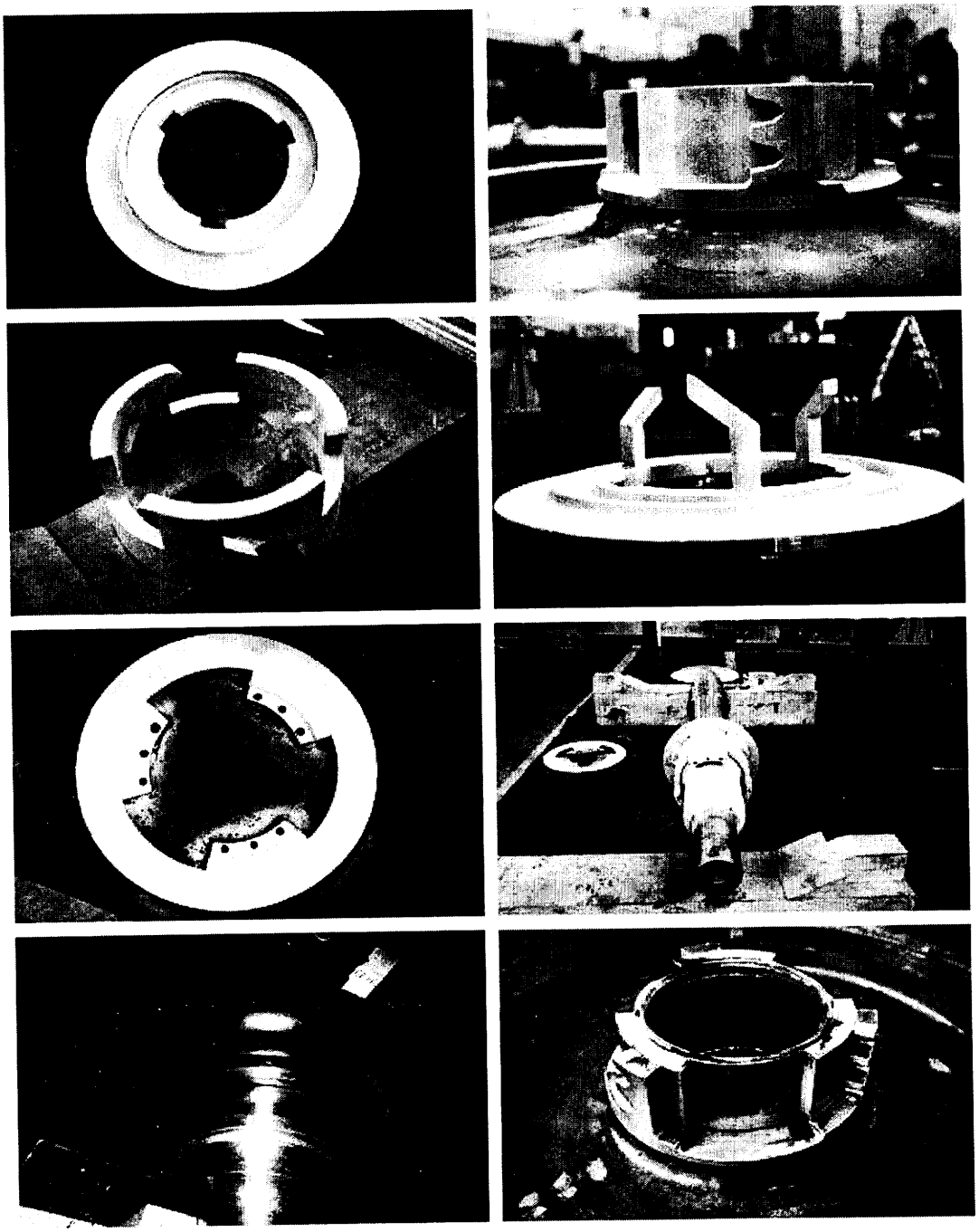


Fig. 6.9. 피로시험 1000만회 싸이클 시행 후 비파괴 검사한 모습.

제 3 절 대차프레임 소재 저온충격시험 및 고온 특성

3.1. 개요

궤간 가변 윤축시스템을 장착한 대차프레임은 국내는 물론이며, 유라시아 대륙 횡단을 주행하면서 상온에서부터 저온까지 온도변화를 겪는다. 따라서 대차프레임의 안전성은 상온에서부터 저온(-60℃)까지 온도 변화에 따른 충격흡수에너지로 평가한다. 그러므로 대차프레임 재질은 UIC 510-4에 준한 상온부터 저온환경까지 충격 흡수 에너지로 안정성을 평가한다. 본 절에서는 본 궤간가변 대차의 대차프레임의 재질로 사용되는 SM490A로부터 UIC 510-4에 준한 저온환경에서의 충격흡수에너지를 평가 하고자 한다. 한편, 코레일에서는 2003년도에 "대륙연계수송용 컨테이너 겸용 평판차" 개발 연구를 수행한 바 있었는데 -50℃까지의 저온충격 시험이 수행되었다. 그러나 UIC 규격은 -60℃까지이며 러시아 규격 또한 동일하게 -60℃를 규정하고 있다. 또한 해당 연구에서는 SM490B 등의 소재를 다루고 있으나 SM490A 소재에 대한 저온 충격시험은 수행되지 않았다.

아래 표는 대차프레임 재질의 저온환경에서의 UIC 510-4조건이다. 표에서 보는 바와 같이 대차프레임의 안전성은 충격흡수에너지로 -20℃, -40℃ 에서는 27J, -60℃에서는 21J로 평가한다.

Table 6.14. 대차프레임 재질의 충격흡수에너지의 UIC 규격.

UIC 510-4			
Temperature (℃)	-20	-40	-60
Impact Energy (J)	27	27	21

Table 6.15. 대차프레임 재질 SM490A의 화학적 특성.

Material	C	Si	Mn	P	S
SM490A	≤0.2	≤0.35	0.6~1.40	≤0.035	≤0.035

Table 6.16. 대차프레임 재질 SM490A의 기계적 특성

Type	SM490A
Yield Strength (MPa)	≥325
Tensile Strength (MPa)	≥490 ~ 610
Elongation (%)	≥17

3.2. 대차프레임 재질 및 충격시험 방법

본 연구에 사용된 재질은 용접 구조용 압연 강재로 대차프레임에 사용되고 있는 SM490A강 이다. 위 표에서 항복강도 및 인장강도는 KS규격에 명시되어 있는 것이다. 또한 국제적으로 동일한 화학적 규격이 적용되지만, 이의용도 및 생산 방식에 따라 성분이 차이가 발생할 수 있다.

UIC 510-4에 준한 저온충격시험은 온도범위 -20℃~-60℃까지 충격흡수에너지로 적합 유무를 판단한다. 그러나 대차프레임은 내구성 측면에서 -80℃까지 충격시험을 통하여 안전성을 충격흡수에너지로 평가하였다. 온도감소에 따른 대차프레임 재질의 충격시험은 충격흡수에너지의 변화를 검토하기 위하여 상온, 0℃, -20℃, -40℃, -60℃, -80℃의 5가지 온도에서 각각 3개의 시험편을 사용하였다. 충격시험편은 KS B 0809 규정에 의거하여 V-notch 시험편으로 제작했다. 본 연구에서는 저온 환경을 구현할 수 있도록 알코올과 액체질소를 혼합하여 액화 상태에서 약10분 동안 온도를 유지한 후에 용량 500J의 충격시험기를 사용하였다. 알코올과 액체질소는 용기 내에서 액화하면서 온도를 저하 시킨다.

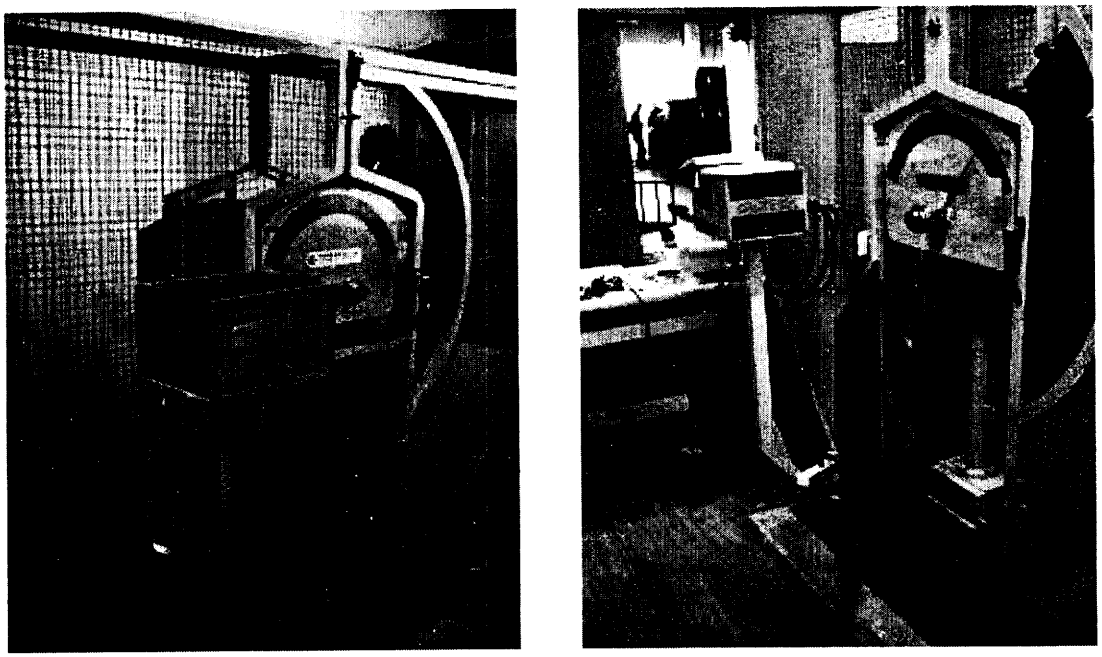


Fig. 6.10. 충격흡수에너지를 측정하는 충격시험 모습.

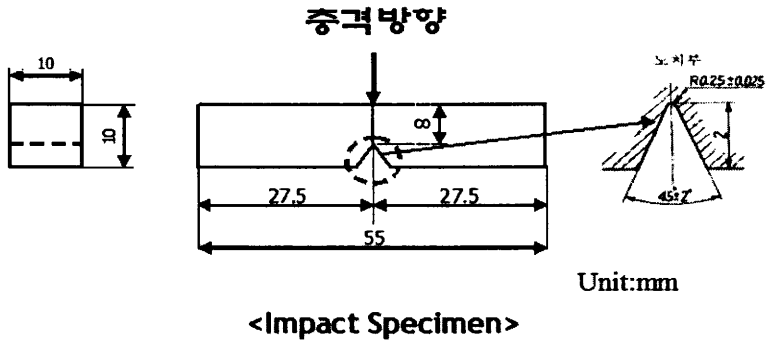


Fig. 6.11. v-notch 샤르피 충격시험편.

3.2. 대차프레임 소재 충격시험 결과

UIC 510-4에 준한 대차프레임 재질에 대한 충격시험 결과는 다음과 같다. 상온에서의 대차프레임 재질의 충격흡수에너지는 평균 434J이다. 각각 -20℃, -40℃, -60℃에서 측정한 충격흡수에너지는 442J, 448J, 452J이다. 평가 결과를 살펴보면, SM490A는 UIC 510-4에 기준을 모두 만족하는 대차프레임 재질로 보여준다. 그리고 본 연구에서는 대차프레임에 대한 안전 여유도(Safety margin)를 고려하여 건전성을 평가하기 위하여 -80℃까지 온도를 저하 시켜 충격흡수에너지를 평가한 바, -80℃까지 온도를 저하시켜 나타난 충격흡수에너지는 평균 455J이다. 아래 그림은 상온에서부터 -80℃온도까지 모든 범위에서 UIC 510-4를 기준으로 충격흡수에너지를 표현한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 모든 온도 범위에서 UIC 510-4 기준을 매우 만족한다. 또한 파단면을 보면 상온(25℃)과 저온(-80℃)에서 나타난 것처럼 V-노치 충격시편 모두 취성 파괴가 일어나지 않았으며, 상온과 -80℃의 파면은 서로 약간의 차이는 있다. 그러나 모든 온도에서의 시험편은 금속의 대표적인 연성파면을 갖는다. 따라서 본 대차프레임의 재질인 SM490A는 유라시아 환경을 고려한 온도범위 상온 및 저온(-80℃)에서 적합하다.

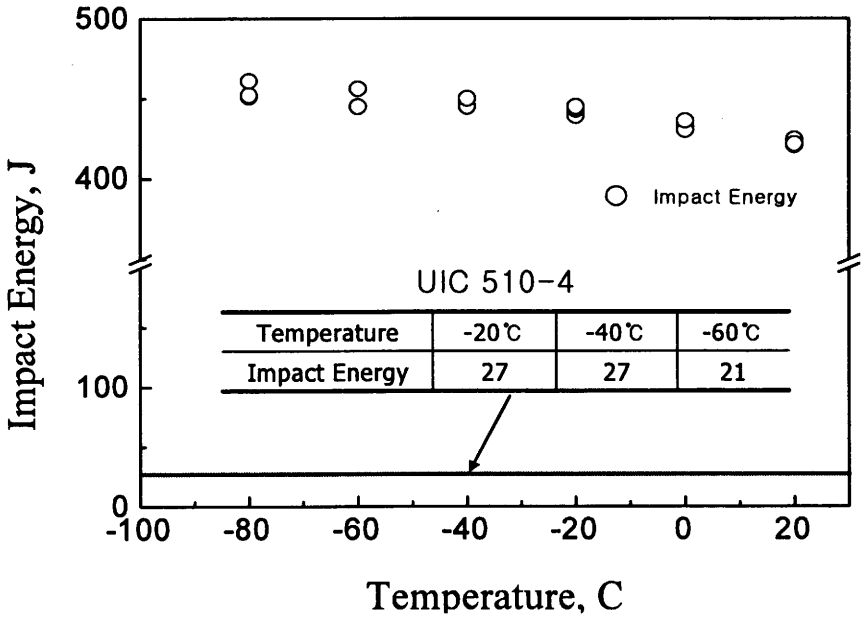
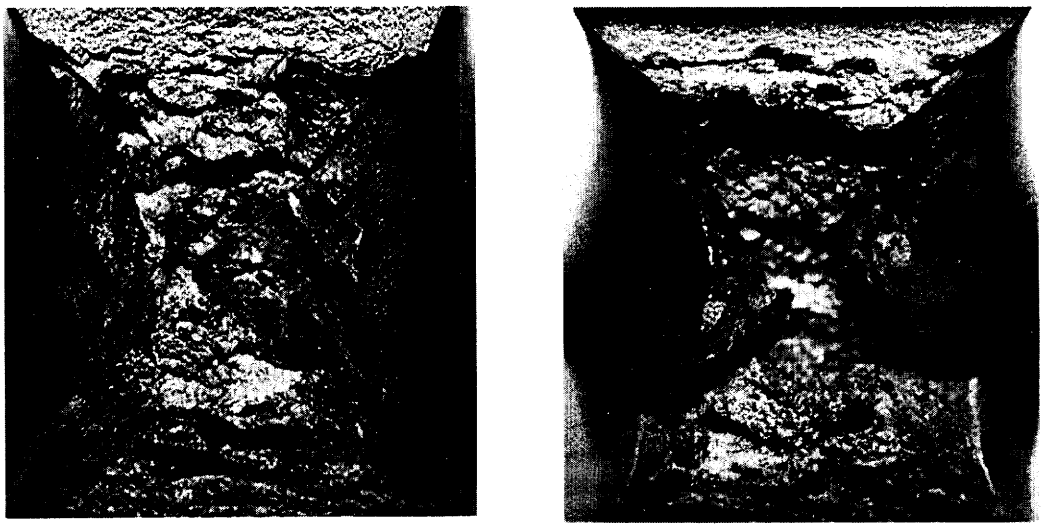


Fig. 6.12. 각 온도별 충격흡수에너지.



a) 0℃온도의 충격파단면　　b) -80℃온도의 충격파단면

Fig. 6.13. 온도별 충격파단면.

3.3. 대차프레임의 고온 충격거동

궤간가변 윤축시스템을 장착한 대차프레임은 주로 동북아 지역에서의 투입을 목적으로 개발되고 있으나, 인도를 비롯한 남부아시아에서의 주행도 가능한지를 파악하고자 하였다. 이 지역는 다소 고온 환경에서 주행하므로 상온에서부터 고온(50℃)까지 온도변화를 겪는다.

따라서 대차프레임의 안전성은 50℃까지 온도 변화에 따른 온도 의존성을 가장 잘 설명할 수 있는 매개변수인 충격흡수에너지로 평가한다. 그러나 대차프레임의 소재는 기존의 연구 결과에서도 알 수 있듯이 온도가 증가할수록 충격에너지는 일정하거나 증가하는 경향을 가지고 있다. 또한 이번 연구에서도 온도가 상승할수록 충격흡수에너지는 일정 하였다. 따라서 본 연구에서 평가된 SM490A의 상온(25℃)에서의 충격흡수에너지가 평균 422J로 평가 되었다. 그러므로 대차프레임 재질인 SM490A의 충격흡수에너지는 고온(50℃)에서도 설계기준 범위를 만족 할 것으로 판단된다. 따라서 궤간가변 윤축시스템을 장착한 대차프레임은 인도를 비롯한 남부아시아의 고온 환경에서도 안전하게 주행할 것으로 판단된다.

제 4 절 화차용 궤간가변 대차 목업

4.1. 개요

본 절에서는 개발된 궤간가변 윤축을 장착한 화차용 궤간가변 대차의 목업을 제작하였으며 이를 통해 제작성, 적용성 등에 대한 향상을 이루고자 하였다. 목업은 양산 또는 실제품 제작 전에 설계 또는 제작상의 문제점을 고쳐서 Risk를 최소화하는데 목적이 있다. 또한 잠금장치 덮게에 대한 적합한 소재검토와 시험용으로 제작하여 오염, 누수 등 밀폐상태를 시험하였다.

4.2. 화차용 궤간가변 대차 목업 제작

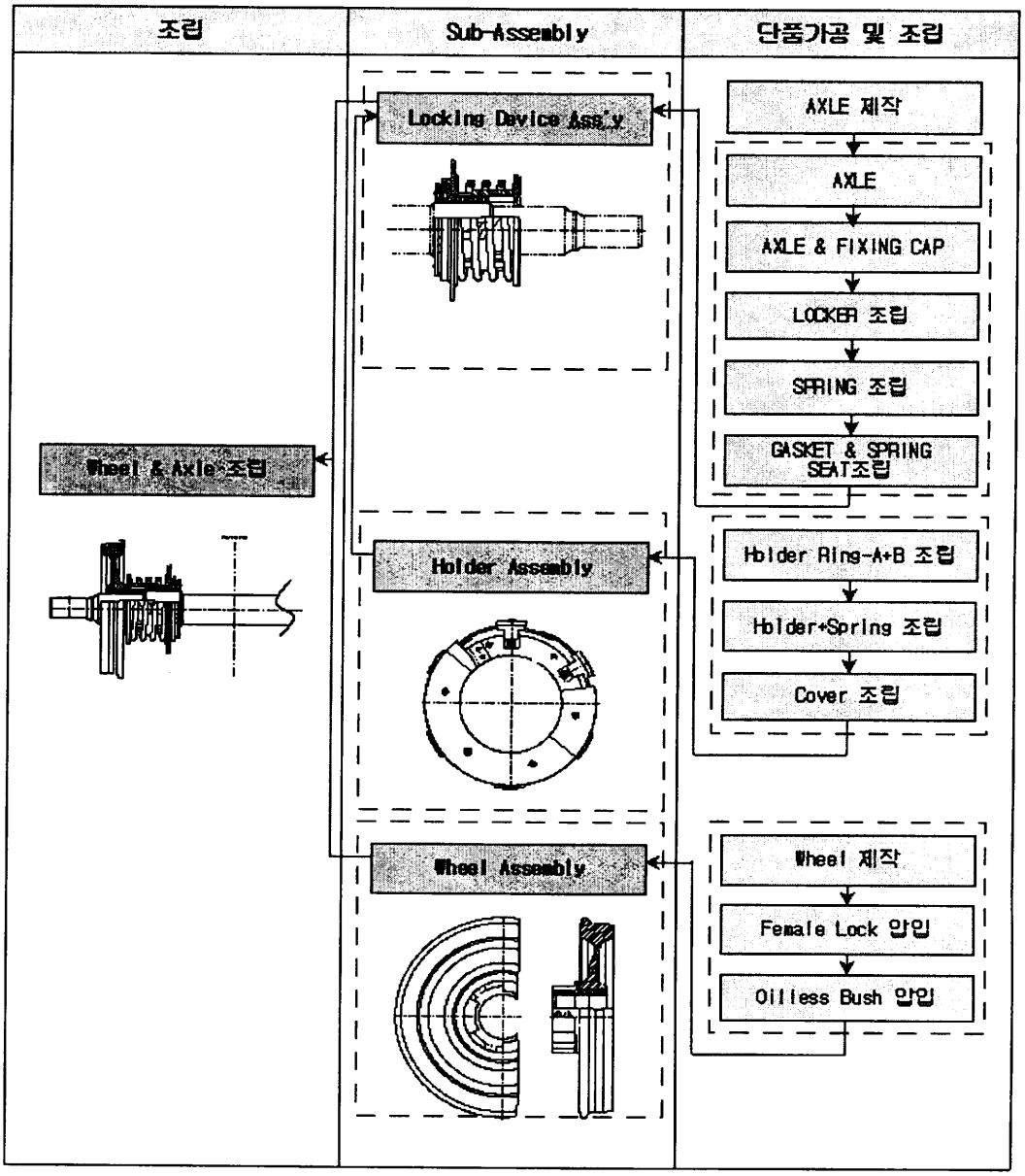
우선 가장 중요한 부품인 궤간가변 윤축 제작에 있어서 적용되는 규격은 다음과 같다.

1) 적용규격

(1) 차축 : KSR 9220(철도 차량용 차축)
(2) 차륜 : KSR 9221(철도 차량용 차륜)
(3) 윤축 압입 : KSR 9218(차륜축의 조립 및 검사방법)
(4) 탄소단강품 : KSD 3710(탄소강 단강품)
(5) 기계구조용 탄소강 : KSD 3517
(6) 용접구조용 탄소강 : KSD 3515

궤간가변 윤축의 제작공정 흐름은 다음 표에 나타난 바와 같다.

Table. 6.17. 궤간가변 윤축 제작공정 Flow.



Mock-up의 제작방안은 기존화차에 사용되는 화차용 용접 대차 Frame을 최대한 활용하였으며, 윤축, 잠금장치, 잠금장치 Cover 등은 궤간가변장치가 장착됨에 따라서 신규 설계, 제작되었고. Transom, end beam, Brake Beam, Brake She Holder등은 기존 대차에서 설계 개선하여 사용되었으며, 그 외 부분은 기존 화차용 용접대차와 동일한 부품으로 제작되었다. 이러한 설계 변경에 대한 검토와 해석은 제 5장의 동역학 해석설계 및 구조 해석설계 부분에서 얻은 결과를 토대로 한다.

Table. 6.18. 궤간가변 대차 목업 주요부품 제작 적용.

순위	품 명	제작 적용		
		신규설계	기존차량 설계변경	기존차량 부품사용
1	Side Frame			○
2	Transom		○	
3	Center Beam			○
4	End Beam		○	
5	Hanger Bracket			○
6	Spring Box			○
7	Wear Plate			○
8	Bush			○
9	Spring Guide			○
10	Side Bearer			○
11	Axle Box			○
12	Bearing			○
13	Stop Block			○
14	Axle Spring			
15	Spring Cup			○
16	Push Rod			○
17	Suspension Link			○
18	Upper Pivot			○
19	Bottom Pivot			○
20	Cotter Pin			○
21	Retainer Ring			○
22	Center Pivot Washer			○
23	Center Pivot wear plate			○
24	Brake Lever류			○
25	Brake Lever Connecting Link			○
26	Brake Beam		○	
27	Brake Pull Rod Frame Ass'y			○
28	Brake Shoe Holder		○	
29	Brake Shoe			○
30	Brake Shoe Adjust			○
31	Brake Shoe Holder Guide	○		
32	Axle	○		
33	Wheel			○
34	Female Lock	○		
35	Oilless Bush	○		

36	Fixing Cap	○		
37	Release Disc	○		
38	Locker	○		
39	Spring Seat	○		
40	Gasket	○		
41	Main Spring	○		
42	Holder	○		
43	Holder Spring-A	○		
44	Holder Spring-B	○		
45	Holder Cover	○		
46	Holder Spring	○		
47	잠금장치 Cover	○		

한편, 제작 과정에서 고려되고 개선된 사항들은 다음과 같다. 먼저, 차륜부의 구성요소는 Wheel, Female Lock, 슬라이드 베어링 (Oilless Bush)로 구성되어 있다.

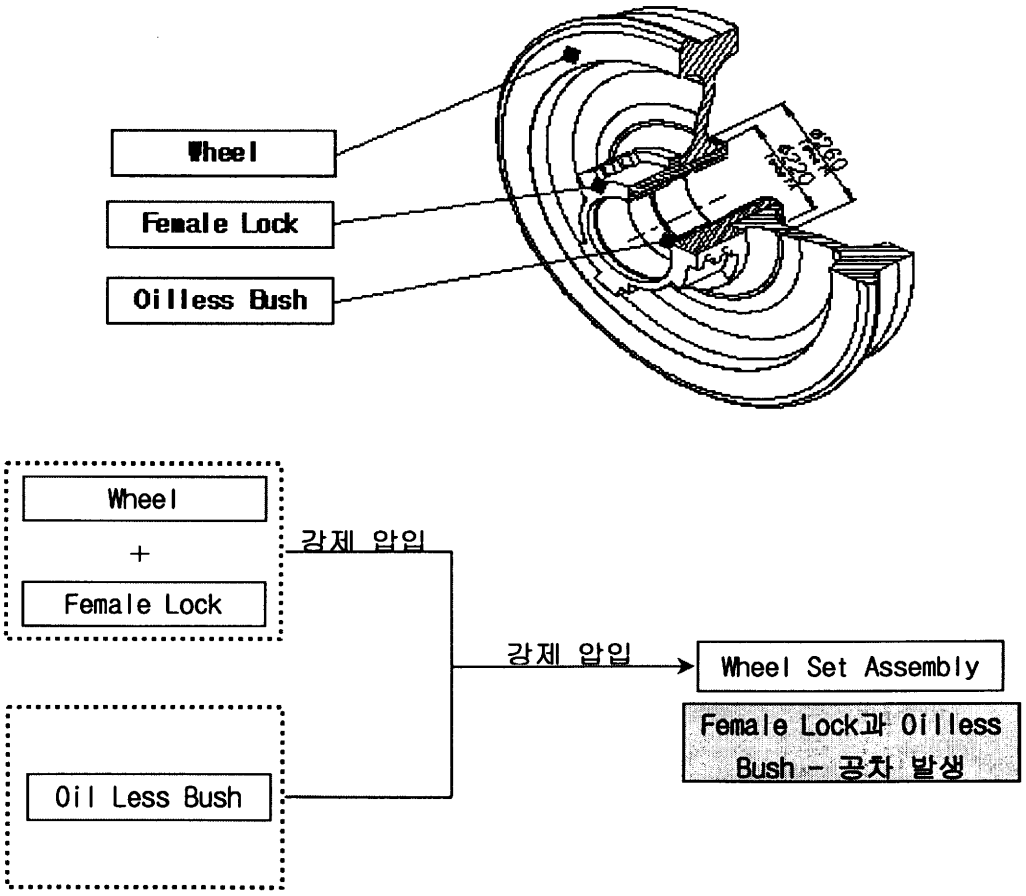
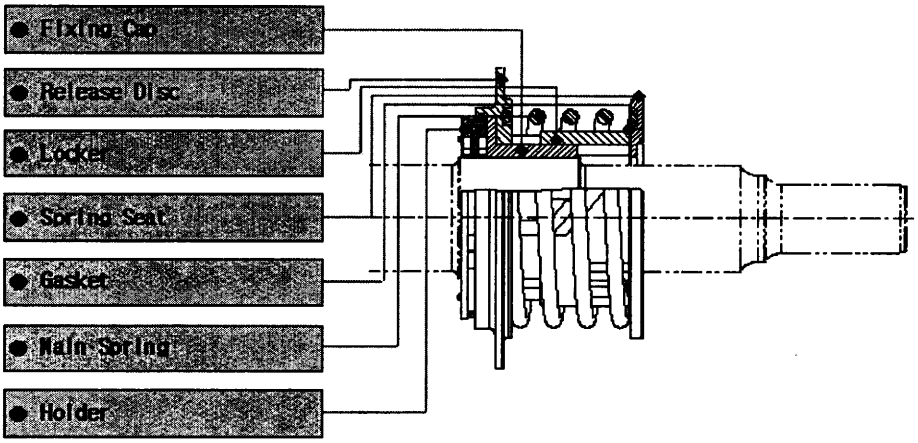
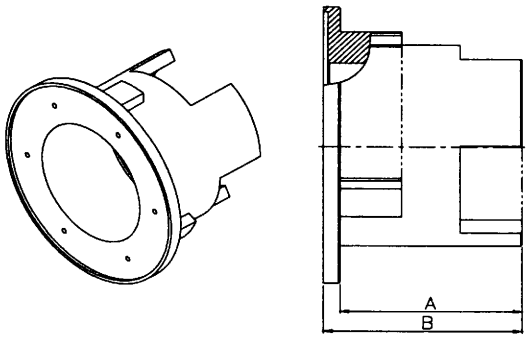


Fig. 6.14. 차륜부 조립 순서.

조립순서는 차륜과 Female Lock을 강제 압입 후 다시 슬라이드 베어링과 강제 압입한다. 두 번에 걸친 강제압입으로 인하여 Wheel 압입 부위의 Female Lock과 슬라이드 베어링에서 "-" 공차가 발생되어 Bush의 외경을 가공 후에 조립하였다. 따라서 양산 단계에서는 슬라이드 베어링의 외경 공차를 조정하거나 Female Lock의 직경 치수의 공차를 조정하게 될 것이다.

잠금기구의 조립에서 고정캡과의 공차에 약간의 조정이 필요하였다. 즉, 잠금기구 (Lock)는 조립 시 스프링홀더 (Spring Seat)와 잠금기구 (Lock)가 밀착되어 원활한 슬라이딩이 이루어지지 않고 끼임현상이 발생하였다. 이는 각 부품의 조립 후 가공공차가 1:1 형태로 잠금기구와 스프링홀더가 완전 밀착되는 문제로 발생하였다. 따라서 고정캡의 가공공차를 아래 내용과 같이 조정하여 조립하였다. 역시 양산 시 반영될 사항이다.

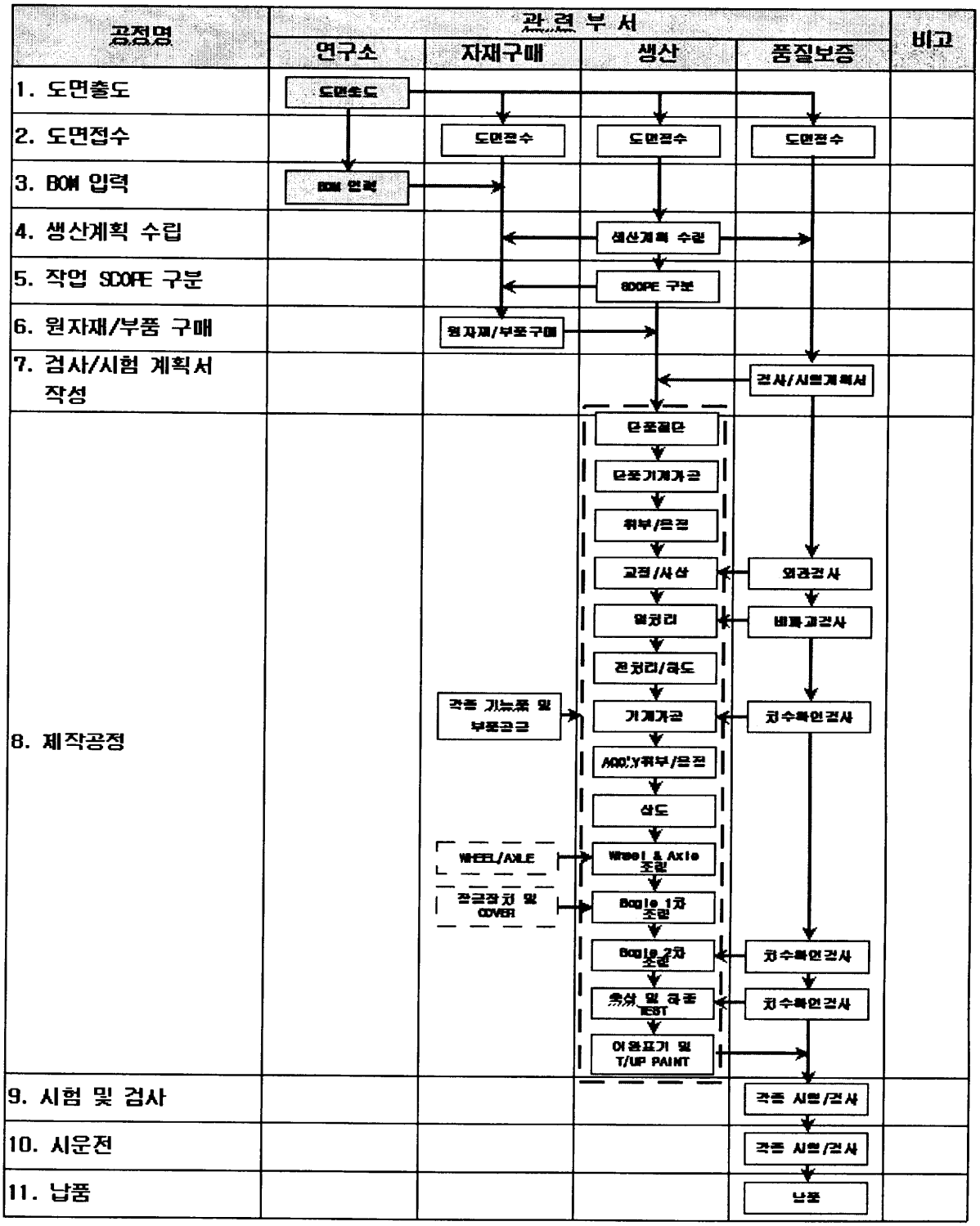




구분	변경 전	변경 후	비고
A	$241^{-0.2}_{-0.4}$	$241^{+0.1}_{0}$	
B	$263^{-0.2}_{-0.4}$	$263^{+0.1}_{0}$	

Fig. 6.14. 고정캡의 제작공차 조정.

Table 6.19. 궤간가변 대차 목업 제작공정 Flow.



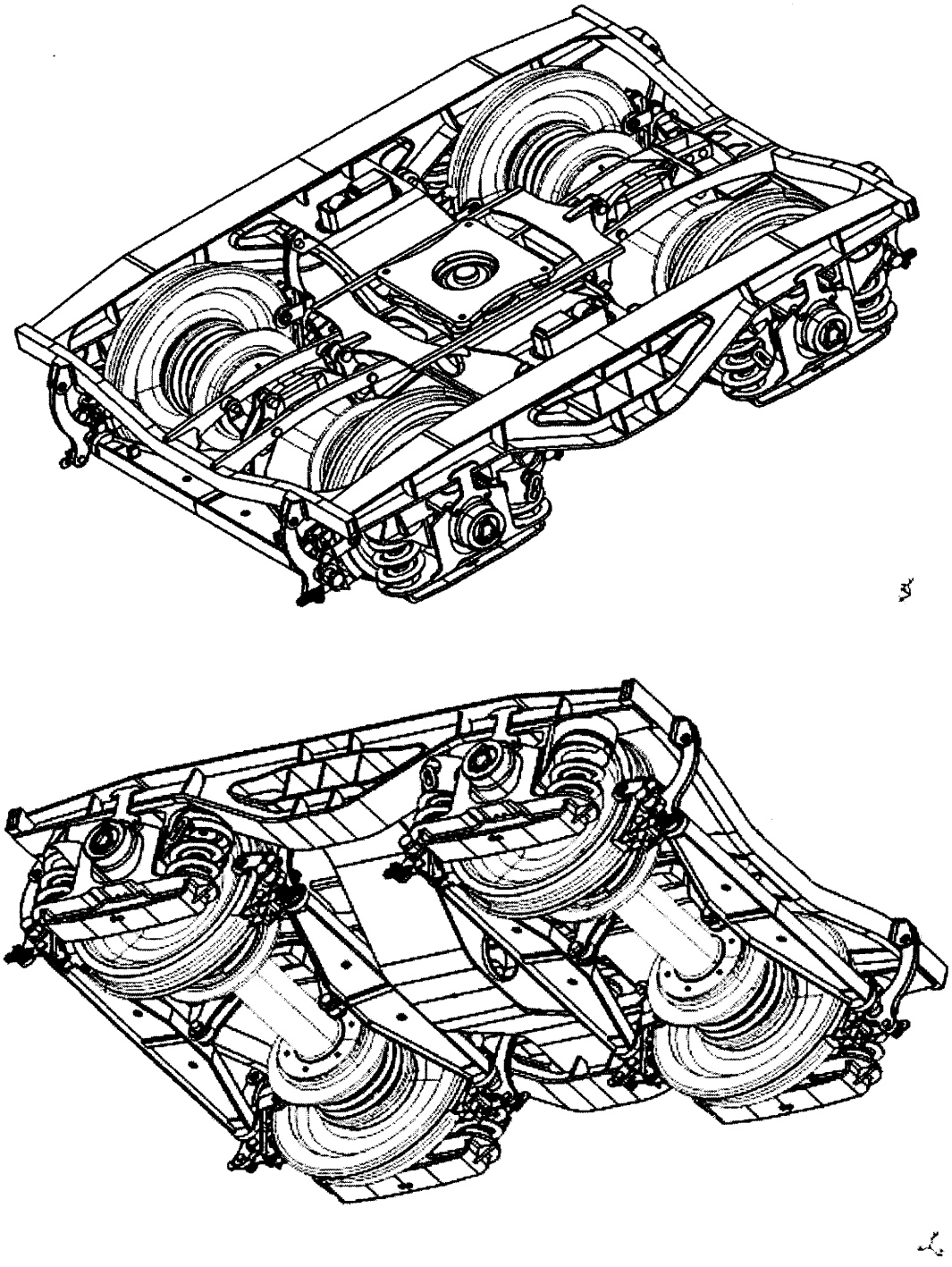
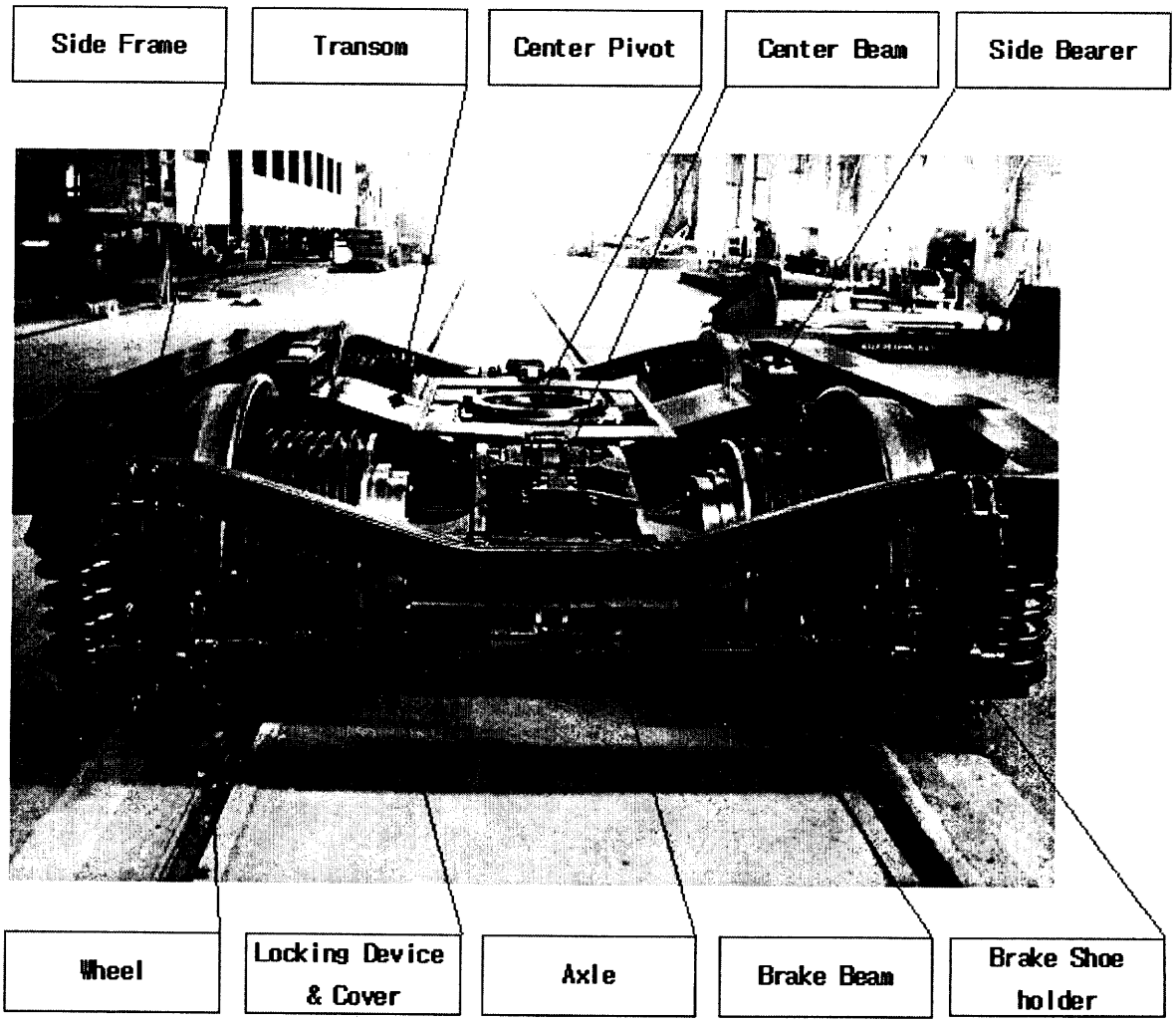


Fig. 6.15. 본 궤간가변 대차 3D 모델.

결과적으로 제작된 화차용 궤간가변 대차 목업의 모습은 아래 그림과 같다.



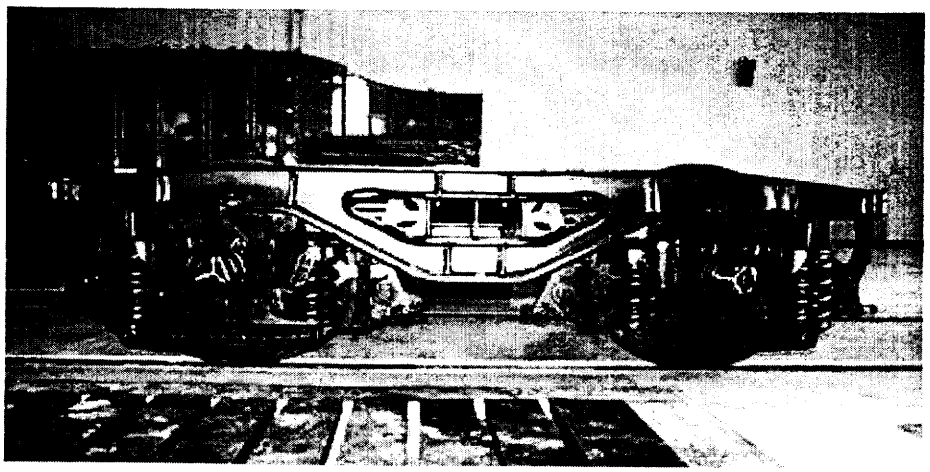


Fig. 6.16. 제작된 궤간가변 대차 모습.

4.3. 밀폐장치 및 누수 시험

잠금장치 시스템은 궤간변환 시 릴리즈디스크와 잠금기구가 슬라이딩되어 잠김과 풀림이 이루어져 변환되어 지는 구조이며 특히 슬라이드 베어링은 오일, 먼지, 빗물, 습기와 분진 등으로부터 차단되어야 한다. 따라서 아래와 같은 밀폐장치를 부가하였다. 차륜 안쪽의 잠금부를 보호하는 내측 잠금장치 커버와 차륜 바깥쪽에서 차축의 슬라이딩 면과 슬라이드 베어링의 테프론 코팅의 오염을 방지하는 외측 잠금장치 커버로 이루어져 있다.

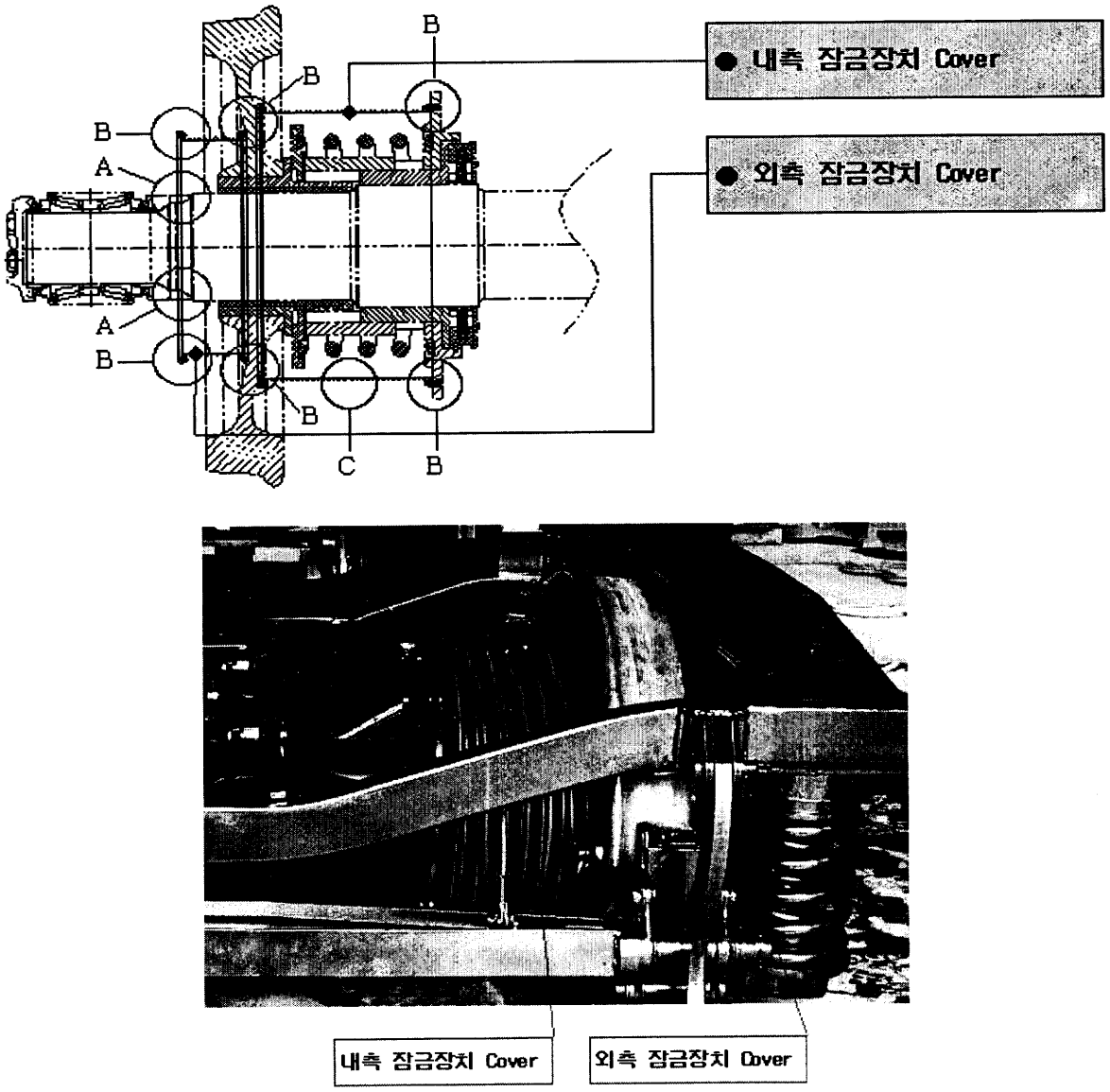


Fig. 6.17. 궤간가변 잠금장치 커버 모습.

본 목업에서는 커버의 재질이 네오프렌으로 되어 있다. 해당 사용온도는 -40 ~ 150 도이다. 따라서 실제작 또는 양산에서는 사용온도가 -60 ~ -70도까지 가능한 실리콘 고무 재질을 이용하게 될 것이다. 실리콘 고무는 실리카로 강화된 가교폴리머로 만들어진 독특한 합성고무이며, 강도와 내유성, 내화학성, 내열성이 좋고 기존의 유기 고무에 비해 가공이 매우 쉽다. 실리콘 고무는 유동성이 매우 좋아서, 비교적 적은 양의 에너지를 사용하여 몰딩, 캘린더가공, 압출이 가능하다. 실리콘 고무의 내한성은 모든 종류의 고무 중에서 매우 우수하며, 일반 유기계 고무의 포화점이 −20℃~−40℃인데 비해 실리콘 고무는−60℃~−70℃이어서 일반 유기계고무가 충격 파괴되는 저온에서도 거의 변함없이 탄성을 유지하며, 측쇄에 페닐기를 함유한 실리콘 고무(PVMQ)는 −100C까지의 초저온에서도 사용 가능하다. 실리콘 고무의 온도범위에 따른 사용가능 수명을 살펴보면 -60도까지의 환경에서 반영구적으로 사용 가능하다.

Table 6.20. 실리콘 고무의 온도별 사용가능 수명.

온도범위	사용가능 수명
−50℃ ~−30℃	10년 이상
−30℃ ~−150℃	반영구적(20년 이상)
−150℃ ~−200℃	5~10년
−200℃ ~−250℃	1~2년
−250℃ ~−300℃	1~2개월
−300℃ ~−400℃	몇 주에서 몇 달

또한 필요 시 이러한 벨로우즈 형태가 아닌 스틸 원통형의 커버를 쉽게 장착할 수도 있을 것이다. 벨로우즈 방식은 유지보수 시에 커버를 한쪽을 접으면 쉽게 육안검사가 가능하며 스틸 원통형 커버는 좀더 강도를 키울 수 있는 장점이 있다.

한편, 본 목업에서 밀폐 여부를 파악하기 위하여 누수 시험을 시행하였다.

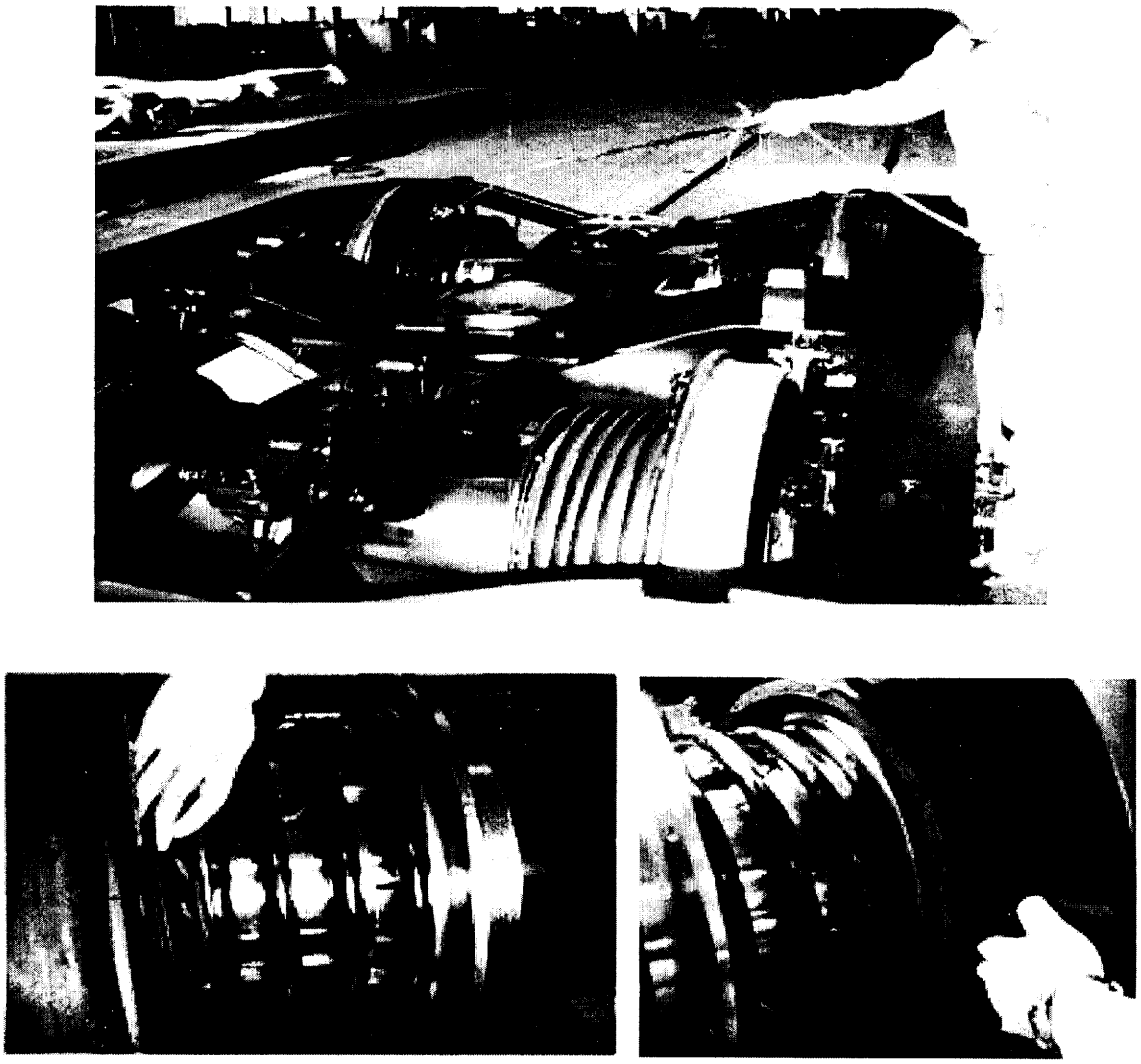


Fig. 6.18. 궤간가변 잠금장치 커버의 누수 시험 및 시험결과.

철도차량에서 수행되는 누수시험 절차를 따랐으며, 시험결과 커버의 잠금부품 내부로 누수가 전혀 발생되지 않고 양호하였다.

제 7 장
목표달성도 및 관련분야에의 기여도

제 7 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

제 1 절 목표달성도

본 과제의 목표인 동북아 환경에 적합한 화차용 궤간가변장치 핵심기술개발을 위한 각 연차별 목표달성도는 다음과 같다.

○ 1차년도

연구개발 목표	연구성과	달성도
○ **궤간가변 메커니즘 및 궤간 가변장치의 시스템 요구사항 도출** · 궤간 가변 장치 기술 개발 추이 및 특허범위 분석, 궤간 가변장치의 Patent Map(특허 맵)을 작성 · 궤간 가변 메커니즘 원리 구축 및 기술적 요구사항 조사분석 · 대륙연계 해당국가 연구소인 스페인 Talgo, 독일 RAFIL, 러시아RRRI, 폴란드 PKP등의 궤간가변 기술개발 사례 조사 · 동북아 물류수송 체계에 적합한 궤간가변 시스템 요구사항 도출	○ 궤간가변 장치 기술을 개발 또는 보유중인 국가들에 대하여 기술개발 역사 및 현황, 기술적 특징, 장치의 장단점 등에 대한 조사 분석 수행함 ○ 관련한 국내외 특허들(국내 5건, 국외 339건)에 대하여 출원국가별 점유율, 우선권국가별 점유율, 출원국가별 추이, 우선권국가별 추이, 기술발전도 (신장률, 기술수명), 우선권국가 진입분석, 출원기업 점유율, 기술분류, 출원기업 기술별 분석, 출원기업 진입 분석, 파생관계 분석 등 12종의 특허맵을 작성 및 분석함 ○ 궤간가변 장치를 모델링하고 기능 및 동적 거동을 모사할 수 있는 소프트웨어를 개발하고, 기존의 궤간가변 장치에 대한 모사를 통하여 검증하였음 ○ 궤간가변 메커니즘 원리를 구축하고 궤간변경 속도, 허용 하중 등의 기술적 요구사항에 대한 조사를 수행함 ○ 개발되는 궤간가변 장치가 운행될 러시아 광궤 환경 등의 동북아 철도환경에서 요구되어지는 궤간가변 장치 요구사항 및 국제규격에 대한 조사 수행함	100 %

○ 2차년도

연구개발 목표	연구성과	달성도
○ 궤간가변 장치 아이디어 도출 및 개념설계기법 연구 · 궤간가변 메커니즘 설계기술 개발 · 궤간가변 장치의 동역학적 특성 해석 및 구조해석기법 연구	○ 기본설계를 위한 창의적 공학설계 기법(QFD법, 품질의집 작성TRIZ법, 기능적 분해 및 조합 등)을 메커니즘 설계에 적용함 ○ 동북아 환경을 고려한 궤간가변 장치 개념안 (KGCW-1, 2)를 도출하고 개념을 전개하여 구체화함 (특허 출원/등록) ○ 핵심부품인 PTFE 베어링에 대한 조사를 수행하고, 관련 기술을 상용화한 독일 INA와 협력방안 협의 ○ 최근에 궤간가변 열차를 개발하고 고속주행시험을 하고 있는 일본 RTRI의 기술진에 개발 정보 수집 및 자문(세미나) ○ 궤간가변 장치의 동특성 해석 기능에 구조특성을 해석할 수 있도록 추가한 소프트웨어를 개발하고, 기존 장치(독일형)에 대한 모사를 통하여 검증 ○ 개발된 궤간가변 동특성/구조 모사 소프트웨어를 통하여 동적 성능을 고려한 설계와 함께 응력집중 및 구조강도 등의 구조 해석 및 설계 기법을 구축함	100 %

○ 3차년도

연구개발 목표	연구성과	달성도
○ **궤간가변 장치 기초 해석 및 설계** · 궤간가변 윤축 부품 동특성 기본설계 · 광궤-표준궤 전주행을 위한 상이한 레일 단면 관련 주행안정성 해석 · 궤간가변 장치 진동특성 해석 · 주행 시 궤간가변 대차 탈선 가능성 해석 및 설계 · 잠금부품의 강도계산 및 설계 · 변환 가이드 /릴리즈 /그루브 레일의 동특성 해석 및 설계	○ 궤간가변 윤축 메커니즘 설계 및 보완 · 궤간변환 메커니즘 관련한 PCT 국제특허 및 국내 특허 출원 ○ 동특성/구조 연성 해석을 통한 궤간변환 시의 부품 간 접촉력 해석 및 설계 ○ 지상 궤간변환 레일의 길이에 따른 동특성 비교분석 및 스프링 상수 적정치 설계 ○ 남한, 북한의 표준궤 KS50N, ㄹ50 및 러시아의 광궤 P50 (P65) 레일에서 주행 시의 수치 모델링 및 모사를 통한 동특성 해석 ○ 신조 및 마모 차륜 조건에서 주행 안전성 평가인자 예측 및 기준치와 비교 ○ 궤간가변 화차의 진동 고유모드 분석 및 주행 시 진동치 예측 및 기준치 비교 ○ 궤간가변 화차용 대차 개념안 1/6-모형 제작 ○ 궤간변환 및 일반 주행 시 각각에서의 잠금부품 구조해석 및 피로수명 분석 ○ 지상 궤간변환 설비의 릴리즈 레일에 대한 구조해석	100 %

○ 4차년도

연구개발 목표	연구성과	달성도
○ **궤간가변 장치 설계 기술 확립** · 궤간가변 윤축 동특성 상세설계 · 궤간가변 대차 제동장치 기본안 · 대륙운행을 위한 내한 소재 검토 · 잠금기구 부품의 강도/피로 수명 해석 및 시험 · 궤간가변 압축스프링 부품 설계 및 시험 · 표준/광궤 조건에 따른 차륜 마모도 해석 · 지상 궤간변환 레일 관련 연구 · 궤간가변 모니터링 시스템 연구 (I) - 기본 설계	○ 궤간가변 윤축 상세설계 및 작동성 시험지그 설계 (제작 도면 작성) · 궤간가변 윤축 Mock-up 및 시험지그 제작 · 궤간가변 윤축 Modal 특성 해석 ○ 궤간가변 대차용 제동방식 검토 및 기본설계 ○ 러시아 철도차량부품 소재 및 차량 유지보수 절차 조사 및 정리 ○ 잠금기구 소재 강도/피로 시험 및 부품 피로수명 해석 (상온, -40도 및 -60도) ○ 궤간가변 압축스프링 설계 및 피로시험/해석 (상온, -60도 및 -80도) ○ 각 차륜답면, 표준/광궤 조건에 따른 차륜 마모도 해석 ○ 릴리즈 레일 및 걸림쇠 해정 레일 방식 개선 ○ 변환레일 주요 치수 및 공차 결정 ○ 궤간변환 설비에서 고장 검지를 위한 모니터링 시스템 기본설계	100 %

○ 5차년도

연구개발 목표	연구성과	달성도
○ **궤간가변 시스템 통합 및 Mock-up 제작/평가** · 궤간가변 장치 Mock-up 제작 · 궤간가변 부품의 밀폐 검토 · 궤간가변 윤축 굽힘 피로강도 해석 · 궤간가변 윤축 피로시험 · 궤간변환 모니터링 시스템 연구(II) - 상세설계	○ 궤간가변장치 및 대차 최종 제작도면 작성 및 제작 · 궤간가변용 답면제동장치 도출 및 제작 · 궤간가변 대차 제작도면 작성 및 목업 제작 ○ 궤간가변 대차 프레임 소재 저온 (-80도까지) 충격시험 수행 ○ 내측 및 외측 잠금부품 커버 설계 및 제작 · 철도차량 누수시험 시행 ○ 궤간가변 윤축 피로해석 모델링 작성 및 피로해석 수행 ○ 궤간가변 윤축 굽힘 피로시험 수행 · UIC 510-4 규격에 따른 성능 시험 (3단계 1000만회 사이클 2축 하중 시험 및 비파괴 검사) ○ 궤간변환 모니터링 S/W 작성 및 시스템 구축 · S/W 등록, 센서 및 시스템 제작하여 축소모형에서 시험 검증 ○ 최종보고서 작성	100 %

제 2 절 관련분야에의 기여도

해외에서는 각기 독자적인 궤간가변 장치기술을 개발하거나 상용화한 사례가 있으나 국내에서는 남북철도가 연결되고 대륙철도 연계가 추진되고 있음에도 해당 장치 관련 기술을 개발한 사례가 없었다. 즉, 우리나라 철도 기술 분야에서 본 과제의 궤간가변장치 기술개발은 선도적인 것이며, 개발되는 기술은 동북아 물류중심 관련 기술의 핵심기술에 해당한다.

특히, 본 과제에서 도출한 궤간가변 윤축은 해외에서 개발된 궤간가변 장치들과 비교하여 부품의 수, 장치의 부피, 무게, 유지보수 비용이 적도록 설계되어 국내 시장(한국-러시아 국경)에서 뿐만 아니라 해외 시장에서도 경쟁력을 갖추도록 개발되었다.

본 과제의 개발 성과 및 기여도를 각 연차별로 살펴보면 다음과 같다.

1차년도에 수행한 해외 기술 조사 및 특허 분석을 바탕으로 2차년에는 동북아 환경을 고려한 궤간가변 장치의 개념을 도출하였다. 도출된 개념안을 국내 및 국제 특허출원하였으며 논문으로 발표하였다. 또한 궤간가변 장치의 기본 설계를 위해 동특성 및 구조특성 해석 소프트웨어를 구축하고 검증하였으며, 결과를 논문으로 발표하였다. 관련 핵심 부품의 소재에 대한 조사와 국외 기관과의 협력을 통해 이후의 궤간가변 장치의 원활한 설계·개발이 이루어질 수 있도록 하였다. 3차년도에는 궤간가변 장치의 신뢰성 있는 작동성을 보장하기 위하여 기본 해석 및 설계를 수행하였다. 먼저 실제로 운행될 하중 및 속도 등의 조건들을 가능한 모두 고려하여 궤간가변 윤축의 궤간잠금 및 해정 기능의 원활한 작동이 가능하도록 하였다. 각 부품의 1차적인 고장 상황에서도 탈선 등의 사고가 당장 나지 않도록 하는 방안으로서 플랜지 걸림쇠 등을 추가하였다. 부품의 구조 해석 및 피로 수명 해석을 통하여 각 부품들의 건전성 확보 방안을 살펴보았다. 또한 철도 차량 시스템 차원에서 주행 성능을 살펴보기 위하여 궤간가변 윤축을 장착한 고속 화차용 대차 시스템을 제안하였으며 컨테이너 화차에 적용하여 주행 성능을 예측하고 성능이 만족되도록 하는 국제 규격의 기준치와 비교하였다.

4차년도에서는 3차년도까지 기본 설계된 결과를 바탕으로 제작이 가능한 상세도면을 작성하고 작동성 시험지그를 설계 제작하였으며 각 부품의 소재에 대한 검토를 통해 결정하였다. 궤간가변 압축 스프링을 포함하여 각 부품의 치수 등을 상세 설계하여 주요 핵심부품에 대하여 시베리아 극한 환경에서 운행 가능하도록 저온 피로시험을 수행하였다. 또한 궤간가변 대차용 제동장치에 대해 기본 설계를 수행하였으며 궤간변환 설비를 개선시키고 궤간변환 과정 중 혹시 있을지 모를 고장을 검지하여 안전을 도모하는 모니터링 시스템의 기본설계를 수행하였다.

5차년도에는 독자적인 궤간가변장치 설계를 더욱 구체화시켜 제작공차 등을 포함한 상세 제작도면을 만들고 이를 검증하기 위한 화차용 궤간가변 대차 목업을 제작

하였다. 제작 과정에서 제작성 및 일부 공차에 대한 개선이 더욱 이루어졌으며 설계 기술뿐만 아니라 제작 기술의 know-how를 확보하는데 주력하였다. 밀폐 장치 등 부수적인 장치에 대한 설계를 통해 시스템의 완전성을 추구하였으며 누수 시험 등을 통하여 검증하였다. 여기서 또한 대차프레임 소재에 대한 -60도 ~ -80도에서의 저온 충격 시험을 수행하여 시베리아 지역을 운행할 수 있는 내한성과 관련한 성능을 검사하였다. 궤간가변 차량의 안전성 및 신뢰성 확보를 위하여 각 시스템 및 부품들의 피로강도 특성을 해석하였으며 국제 철도규격 (UIC 510-4)에 규정된 궤간가변 윤축의 굽힘 피로시험을 수행하였다. 또한 궤간변환 설비에서 실시간으로 검사하는 궤간변환 모니터링 시스템의 S/W와 시스템을 제작하여 축소모형에 시험하여 검증하였다.

추후 궤간가변 대차의 실제작 또는 양산 단계에서는 2003년도에 코레일에서 수행된 바 있는 "대륙연계수송용 컨테이너 겸용 평판차"의 연구(해당 연구에서는 궤간가변 연구는 없었음)에서 수행된 화차 차체 및 제동 시스템 연구 결과와 병행하여 대륙철도를 궤간차이를 극복하여 직결 운행할 수 있는 화차를 제작할 수 있을 것이다.

즉, 본 연구 과제를 통하여 독자적인 궤간가변장치 설계 기술을 확보하였다고 할 수 있다.

제 8 장
연구개발결과의 활용계획

제 8 장 연구개발결과의 활용계획

제 1 절 연구성과의 효과

1. 기술적 측면

- 본 과제를 통하여 궤간가변 장치 핵심 기술을 확보하고 그에 따라 선진 철도기술을 보유하는데 일조할 수 있었다.
- 특히, 기존 특허에 대응한 새로운 개념의 독창적인 궤간가변 메커니즘을 개발하고 특허를 출원등록 하였으며, 이를 근거로 동북아철도 네트워크에 적합한 궤간가변 장치 핵심 기술을 개발하여 동북아 철도네트워크를 선도할 기반을 마련하였다.
- 철도산업의 기술경쟁력 제고 및 관련 산업기술 발전으로 국가기술 경쟁력 향상에 이바지하고자 하였다.

2. 경제 · 산업적 측면

- 궤간가변 장치 기술을 보유함으로써 철도 및 운송 분야 산업경쟁력 향상효과와 궁극적으로 물류비와 수송기간의 대폭절감에 의한 국가 경쟁력을 제고시킨다.
- 동북아 지역은 EU, NAFTA와 함께 세계 3대 교역권의 하나로서 세계물동량 중 동북아의 비중이 1998년 27%, 2000년 28.1%, 2006년 30.1%로 증가하고 있다. 한국과 러시아 간에 자원/에너지 개발의 협력 가능성이 높아짐에 따라 극동/시베리아 지역의 풍부한 자원/에너지 수송로의 확보라는 관점에서 궤간가변열차의 중요성은 매우 크다고 할 수 있다.
- 즉, 궤간가변 열차는 동북아 지역 내에서의 화물 운송, 극동지역 천연자원 등의 수송에 투입되어 국경 역에서의 병목현상 해소에 활용될 수 있다.
- 궤간가변 열차를 투입하였을 경우는 통과에 거의 시간을 소요하지 않고 추가적인 큰 규모의 인프라 설치 없이 신속하고 쾌적한 여객 수송과 화물의 급송이 가능하다. 특히, 천연가스 및 석유 등의 위험물은 환적 및 대차교환이 어려우나 궤간가변 열차를 투입할 경우 안전한 위험물 수송이 즉각 가능하다.
- 한반도철도 광궤화 추진 시 10조원의 추가건설비용이 발생할 우려가 있으며 궤간가변장치 기술개발은 이러한 광궤화 문제를 해결할 수 있다.
- 남북철도가 완공되어 운영되면 한국-러시아 국경을 지나 TSR을 이용하는 화물량은 2010년에 북한의 철도망과 대륙횡단철도 시설 및 운영 여건이 현재와 거의

동일할 경우 약 11만8천 TEU, 개선이 이루어질 경우 약 23만4천 TEU가 될 것으로 예상된다 (자료근거: '대륙횡단철도 운영현황 조사연구' 과제보고서, 철도기술연구원, 교통개발연구원, 2004). 이는 25량 편성의 화물열차가 1일 평균 각각 6.4회와 12.8회 통과하는 것에 해당한다 (대차 교환 방안은 25량 1편성 열차 약 4-6편성을 하루에 처리하는 것이 가능).

- 유럽행 TSR이용 화물의 경우 대륙을 횡단하는 장거리 (한국-서유럽간 거리 12,400km, 수송일수 18일) 운행이므로 TKR-TSR 연계 시에는 경제성 때문에 환적 (또는 일부 대차교환) 방식이 우선 적용될 것이다.

3. 공공복지적 측면

- 향후 궤간가변 차량을 이용한 양질의 철도수송 서비스 제공으로 국민의 삶의 질을 향상시킨다.
- 해당 기술은 관련 산업발전에 따른 고용 효과 창출로 국민의 취업기회를 확대시킨다.
- 국가간 물동량의 많은 부분을 궤간가변 차량을 이용하여 저공해, 저 에너지 소비수단인 철도가 부담하게 함으로써 범 지구적 환경 및 에너지 보존에 기여할 수 있다.
- 동북아물류에 차량의 교체나 환적없이 직송할 수 있는 친환경 철도수송 서비스를 제공함으로써 쾌적한 철도환경 실현 및 철도화물의 고속화·대용량화로 동북아 철도네트워크를 선도한다.
- 궤간가변 장치 기술은 유독성화물유출을 방지할 수 있는 친환경적인 시스템이며, 대륙통합 물류 체계 구축 및 동북아 네트워크 활성화라는 정책적 측면과 경제적 파급효과 측면에서 매우 중요하다.

제 2 절 연구성과의 활용계획

1. 활용계획

- 본 과제를 통하여 구축된 궤간가변장치 핵심기술을 이용하여 향후 궤간가변 열차를 실제작하는 실용화 기술 개발 및 적용 단계를 거치고, 신뢰성과 안전성 확보를 위해 실제노선에서 내구도 및 환경시험 (UIC 시험기준: 최소 500회의 궤간변경과 10만km 주행)을 실시한 후 최종적으로 상용화 또는 제품화한다.

- 향후 남북철도의 동북아철도 연계 시에 나진/두만강-핫산-중국 국경역에 궤간가변 차량을 운행하고, 이를 활성화한다.

- 남북철도 및 남북경협이 활성화될 경우 동북아 철도네트워크가 급속히 형성될 것이고, 여객수송의 급격한 증가와 철도화물의 고속화 · 대용량화는 궤간가변 설비의 새로운 수요를 창출할 것이다.

- 동북아시아 지역에 차량의 교체나 환적 없이 직송할 수 있는 철도수송 서비스를 제공하는데 일조함으로써 인적 · 물적 고속철도망을 형성하여 동북아 철도물류중심화 및 경제·기술·문화 공동체에 기여한다. (긴장 해소와 평화 정착)

- 중장기적으로는 대륙철도 노선상의 국경 역들에 해외진출 모색한다. 현재 중국, 카자흐스탄, 러시아, 몽골의 이들 역들은 통과 물동량이 증가 중이나 환적과 대차교환 설비를 이용하고 있어 정체현상이 발생하고 있다.

- 국경에서 궤간차이가 발생하는 국가들은 다음과 같다.
  - 중국 (1,435 mm)과 베트남 (1,000 mm)
  - 중국 (1,435 mm)과 러시아 (1,520 mm)
  - 중국 (1,435 mm)과 몽골 (1,520 mm)
  - 중국 (1,435 mm)과 카자흐스탄 (1,520 mm)
  - 이란 (1,435 mm)과 투르크메니스탄 (1,520 mm)
  - 이란 (1,435 mm)과 아제르바이잔 (1,520 mm)
  - 터키 (1,435 mm)와 아르메니아 (1,520 mm)

- 특히, 아시아횡단철도 북부노선 부근의 고려 가능한 역들은 아래와 같다.
  - 아라산쿠(중국)-드루주바(카자흐스탄)역
  - 에렌호트(중국)-쟈민우드(몽골)역
  - 만주리(중국)-자바이칼스크(러시아)역
  - 수분하(중국)-그로데코보(러시아)역
  - 훈춘(중국)-크라스키노(러시아)역

· 그 밖에 오스트레일리아, 아르헨티나, 인도 등 다수 궤간의 철도를 가지는 국가에 해외진출 모색한다.

제 9 장
참 고 문 헌

제 9 장 참고문헌

1. A.H. Wickens, "Fundamentals of rail vehicle dynamics," Swets & Zeitlinger, 2003.
2. 백남욱 외, "철도차량 총서," 기전연구사, 1997.
3. 허현무, 함영삼, "신조 화차 주행특성에 관한 연구," 한국철도학회 2003년도 추계학술대회논문집.
4. V.K. Garg, R.V. Dukkipati, "Dynamics of railway vehicle systems," Academic press, 1984.
5. 한국철도기술연구원 연구보고서, "화차대차용 고무현가장치 적정 설계변수 선정에 관한 연구," (주)태양정밀, 2000. 5.
6. 한국철도기술연구원 연구보고서, "고속화차 개발사양 제시 및 핵심장치 개발," 기존선 고속화 기술개발사업, 2000. 12.
7. 철도청 철도용품 표준규격, 철도 5620-1053카, "PC침복(자갈궤도용)," 개정 2005. 6. 8.
8. 오노준로우, "철도의 속도향상," (백남욱, 이상진, 이병송 편역) 골든벨, 2001.
9. 허현무, 이찬우, 권성태, 윤춘한, "기존선 차륜답면형상의 마모패턴 분석," 한국철도학회 2003년도 춘계학술대회논문집, pp.651-655, 2003.
10. 김의석, 허현무, 윤춘한, "차륜답면의 형상변화에 의한 접촉응력분포 해석," 한국철도학회 2003 춘계학술대회 논문집, pp.663-667, 2003.
11. 허현무, 권성태, 이찬우, 구동회, "원호형 차륜답면형상(안) 설계 및 현차시험 결과," 한국철도학회논문집, 제7권2호, pp.130-136, 2004.
12. 서사범, "선로공학," 북갤러리, 2판, 2005.
13. J. R. Evans, P. J. Rogers, "Validation of dynamic simulations of rail vehicles with friction damped Y25 bogies," Vehicle System Dynamics Supplement, vol. 28, p. 219-233, 1998.
14. 철도청 철도용품 표준규격, 철도 2240-2444다, "화차용 용접 대차," 개정 2003. 5. 1.
15. UIC CODE 510-4, "Wagons, variable-gauge running gear for 1435 mm/1520 mm and 1668 mm, recommendations for bilateral agreements," UIC, 2nd ed., 2002.
16. Railway Group Standard, "Resistance of railway vehicles to derailment and roll-over," GM/RT2141, RAILTRACK PLC.
17. UN ESCAP Report, "Railway Statistics and Information for Asia and the Pacific," Vol 2, 1987.
18. D.S. Bae, and Edward J. Haug, "A Recursive Formulation for Constrained

Mechanical System Dynamics: part 1. Open Loop Systems, Mech. Struct. And Machines", Vol.15, No.3, pp. 359-382, 1987.
19. D.S. Bae, and Edward J. Haug, "A Recursive Formulation for Constrained Mechanical System Dynamics: part 2. Closed Loop Systems, Mech. Struct. And Machines", Vol.15, No.4, pp. 481-506, 1987.
20. Edward J. Haug, "Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Volume 1 : Basic Methods" p347-p392, 1989.
21. Jinhwan Choi, Daesung Bae, Huije Cho "A Relative Method for Finite Element Nonlinear Structural Analysis," 2005.
22 한국철도기술연구원, "궤간가변장치 기술개발", 국가교통핵심 기술개발 사업 1차년도 보고서, 2004.
23. 한국철도기술연구원, "궤간가변장치 기술개발", 국가교통핵심 기술개발 사업 2차년도 보고서, 2005.
24. J. L Sanchez-Gonzalsez, "Variable gauge axle", Rail Interantional, pp.139~148, 1984.
25. W. Saliger, "Gauge-Adjustable Wheelsets", Rail Interantional, pp.7~13, 2000.
26. Brochure, SUW2000, "Polish System of Automatic Track Gauge Changing For Wagons, Coaches And Traction Vehicles in Transcontinental Railway Traffic",
28. MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.ADAMS.
29. MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.PATRAN.
30. MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.MARC/Mentat.
31. UIC CODE 518, "Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behavior - Safety - Track fatigue - Ride quality," UIC.
32. http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm
33. http://www.key-to-steel.com/Articles/Art61.htm
34. http://www.csc.com.tw/csc/right/ec/mlg_std1_336.htm
35. MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.FATIGUE
36. 한국철도기술연구원, "궤간가변장치 기술개발", 국가교통핵심 기술개발 사업 3차년도 보고서, 2006.
37. Simon Iwnicki, Handbook of railway vehicle dynamics, Taylor & Francis Group, 2006.
38. 장승호, 이승일, "궤간가변화차의 동특성 수치해석," 한국철도학회 논문집, 제 9권 제 4호, p.461-466, 2006.
39. J. L. Sanchez-Gonzalsez, "Variable gauge axle", Rail International, pp.139-148, 1984.
40. W. Saliger, "Gauge-Adjustable Wheelsets", Rail International, pp.7-13, 2000.

41. 이동원, 배대성, 한준석, 장승호, 나희승, "궤간가변대차용 윤축시스템의 동역학적 해석", 한국철도학회 춘계학술대회논문집, pp.773-777, 2004.
42. 이영주, 배대성, 김완구, 장승호, 한준석, "탄성체를 이용한 궤간가변 대차용 윤축시스템의 접촉력 해석", 한국철도학회 춘계학술대회논문집, pp.379-384, 2005.
43. 장승호, 나희승, 한준석, "동북아 철도망 연계를 위한 궤간가변장치 개념설계", 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp.281-284, 2005.
44. 이종항, "자동기계설계법," 도서출판 기술, 1994.
45. 정선모, 한동철, 2003, 표준 기계설계학, 동명사
46. KS B 2400-97, 2002, "압축 및 인장용 원통코일 스프링 설계기준"
47. T. K. Meng and C. Butler, "Solving multiple response optimization problems using adaptive neural networks," The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol.13, pp.666 ~ 675, 1997.
48. D. E Goldberg, "Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning," Addison-Wesley, 1989.
49. J. J. Grefenstette, "Optimization of control parameters for genetic algorithms," IEEE Syst. Man Cybern. Vol.16, pp.122 ~ 128, 1986.
50. C. R. Reeves, "Using genetic algorithms with small populations," Proc. of the Fifth Intern. Conf. on Genetic Algorithms, pp.92 ~ 99, 1993.
51. JSMS (the Society of Materials Science, Japan), "Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials," Elsevier Science B.V., 1996.
52. Umezawa O., Ogata T., Yuri K. and Ishigawa K., "Specimen Temperature Rise and Testing Conditions during Fatigue Tests at Cryogenic Temperatures," Advances in Cryogenic Engineering(In Japan), Vol. 426, No. 3, pp. 44, 1991.
53. EP0899177A1, "Bremsklotz-Umstellvorrichtung," European Patent Office, 1999.
54. DATABOOK ON FATIGUE STRENGTH OF METALLIC MATERIALS, ELSEVIER, 1996
55. HATANAKA Kenji, SHIMIZU Shigetoshi and NAGAI Akira, "Size Effect on Rotating Bending Fatigue in Steel", Trans. of the JSME. A, Vol. 48, No. 436, pp. 1514-1521, 1982
56. J. H. Kim, "A Study of Fatigue Crack Propagation Characteristics in Mechanical Structural Steel", Chung-nam Univ. Thesis of Doctorate, pp. 10-16, 1989
57. J. Willenborg, R. M Engle, H. A. Wood, "A Crack Growth Retardation Model using and Effective Stress Concept", AFFDL-TM-71-1FBR, 1971
58. H. Wohlfahrt, "The Influence of Peening Conditions on the Resulting

Distribution of Residual Stress", Proc. of the 2nd International Conference on Shot Peening, pp. 316-331, 1984
59. H. I. VERKIN, N. M. GRINBERG, V. A. SERDYUK and L. F. YAKOVENKO, "Low Temperature Fatigue Fracture of Metals and Alloys", Materials Science and Engineering, Vol. 58, pp. 145-168, 1983
60. Standards Test Method for Tension Testing of Metallic Materials, Annual Book of ASTM Standards, 1995
61. 김철수, 안승호, 정광우, 장승호, 김정규, 2006, "궤간 가변 잠금부품들의 접촉응력해석", 한국철도학회 춘계학술대회논문집, CD.
62. 박경동, 정재욱, 2003, "저온환경이 쇼트피닝 가공된 스프링강의 피로강도에 미치는 영향," 한국기계가공학회 Vol. 11, pp.250~254.
63. 서유원, 정성균, 이승호, 1998, "쇼트피닝에 의한 스프링강의 피로수명 증가에 관한 연구," 대한기계학회 춘계학술대회논문집 A권, pp. 314~218
64. 김기전, 장석주, 2002, "현가장치용 코일스프링의 피로특성에 미치는 온간 쇼트피닝 가공의 영향," 대한기계학회 논문집 A권, 제26권, 제6호, pp 1209~1216.
65. 박경동, 정찬기, 2003, "차량용 스프링강의 피로수명에 미치는 2단 쇼트 피이닝에 의한 압축잔류응력의 영향," 한국자동차공학회 논문집 Vol. 11, No. 1, pp 186~192
66. 박경동, 류찬욱, 2004, "차량용 스프링강의 피로거동에 미치는 온도의 영향," 한국자동차공학회 논문집 Vol. 12, No. 1, pp-83~90
67. 박경동, 기우태, 신영진, 2007, "압축잔류응력을 부여한 스프링강의 부식피로 수명평가," 한국자동차공학회 논문집 Vol. 15, No. 1, pp 1~7
68. 박경동, 정찬기, 2002, "스프링강의 피로파괴에 미치는 압축잔류응력의 영향," 한국자동차공학회 부산, 울산, 경남지부 추계학술대회논문집
69. 석창성, 김형익, 장필수, 주재만, 강정훈, 2003, "스프링강의 피로 특성에 미치는 평균 응력의 영향," 대한기계학회 춘계학술대회논문집
70. L. Vel Llano-Vizcaya, C. Rubio-Gonzalez, G. Mesmacque, T. Cervantes-Hernandez, 2006, " Multiaxial fatigue and failure analysis of helical compressioon springs," Engineering Failure Analysis 13, 1303-1313
71. C. Berger, B. Kaiser, 2006, "Results of vary high cycle fatigue tests on helical compression springs," International Journal of fatigue, vol. 28 pp.1658~1663
72. 이종항, 자동기계설계법, 1994, 도서출판 기술
73. 정선모, 한동철, 2003, 표준 기계설계학, 동명사
74. T. K. Meng and C. Butler : Solving multiple response optimization problems using adaptive neural networks, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol.13 (1997), pp.666 ~ 675
75. D. E Goldberg : Genetic algorithms in search, optimization, and machine

learning, Addison-Wesley, (1989)
76. J. J. Grefenstette : Optimization of control parameters for genetic algorithms, IEEE Syst. Man Cybern. Vol.16 (1986), pp.122 ~ 128
77. C. R. Reeves : Using genetic algorithms with small populations, Proc. of the Fifth Intern. Conf. on Genetic Algorithms,(1993), pp.92 ~ 99
78. JSMS (the Society of Materials Science, Japan), 1996, "Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials," Elsevier Science B.V.
79. Umezawa O., Ogata T., Yuri K. and Ishigawa K., 1991, "Specimen Temperature Rise and Testing Conditions during Fatigue Tests at Cryogenic Temperatures," Advances in Cryogenic Engineering(In Japan), Vol. 426, No. 3, pp. 44.
80. 북한교통정보 웹진, 한국교통연구원 북한교통정보센터, 통권 33호, 2008. 2.
81. 중앙일보 기사, "포항-삼척 동해선 철도 내달 착공," 2008. 2. 28일자.
82. 김철수, 안승호, 정광우, 장승호, 장국진, 김정규, 2007, "궤간 가변 압축스프링의 피로해석,"
83. 권석진, 2005, "임계위치에서의 고속철도용 윤축의 파괴인성," 한국철도학회지 vol.8, no.3, pp.210-215.
84. 전웅식, 함영삼, 허현무, 강부병, 2002, " 한국형 고속철도차량의 차륜/궤도 작용력 측정을 위한 윤축의 구조강도 해석 및 정하중 시험," 한국철도학회 추계학술대회논문집 pp.898-903.
85. 함영삼, 오택열, 2006, "차륜과 레일간의 상호 작용력에 의한 틸팅차량 윤축의 응력분포," 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집, pp.363-364.
86. 서병욱, 함영삼, 홍재성, 2004, "차륜과 레일의 접촉위치 변화에 따른 윤축의 구조해석," 한국철도학회 추계학술대회논문집, pp.1-5.
87. 허현무, 박준혁, 유원희, 박태원, 2007, "대차 주행시험대상에서의 윤축 거동에 대한 연구," 대한기계학회 춘계학술대회논문집 pp.2889-2894.
88. Y. OKAGATA, K. KIRIYAMA and T. KATO, 2007, "Fatigue strength evaluation of the Japanese railway wheel," Fatigue Fract Engng Mater Struct 30, pp,356-371.
89. Yongming Liu, Liming Liu, Brant Stratman, Sankaran Mahadevan, 2007, "Multiaxial fatigue reliability analysis of railroad wheels," Reliability Engineering and System Safety, 93, pp,456-467.
90. CAE Section, 2005, "Virtual Product Development," MSC.SOFTWARE 2005 Conferences.
91. 김정규, 김철수, 장천수, 손범석, 2005, "궤간 가변 잠금부품의 내구성 평가," 국가교통 핵심기술 개발 사업.
92. KS R 9220, 2000, 2005확인, "철도 차량용 차륜"

93. KS R 9221, 2002, 2007확인, "철도 차량용 차축"
94. JSMS (the Society of Materials Science, Japan), 1996, "Databook of Fatigue Strength of Metallic Materials," Elsevier Science B.V.
95. KS D 3515, 2004, 2004확인 "용접 구조용 압연 강재"
96. KS B 0809, 2001, 2006확인 "금속 재료 충격 시험편"
97. "대차프레임 탁상기술", 한국철도차량기술 2008년 봄호 pp,47-52.
100. 김재훈, 강기원, 김재춘, 유원희, 2006 "철도차량 구조물용 연강(SM490A)의 기계적 내한 특성 연구," 한국철도학회 논문집, 제 9권, 제6호, pp 695~700.
101. 1956, 金屬材料 疲勞强度 & 設計 資料 I p. 5

부 록 A. 기존 및 궤간가변 윤축의 고유모드와 고유주파수

Table A1. 기존 윤축시스템의 고유모드형상 및 고유주파수

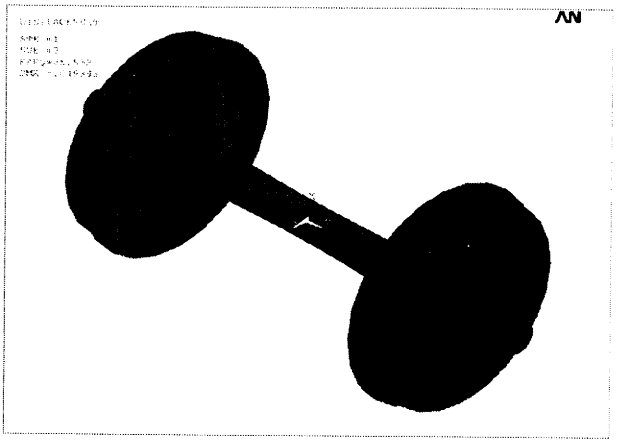
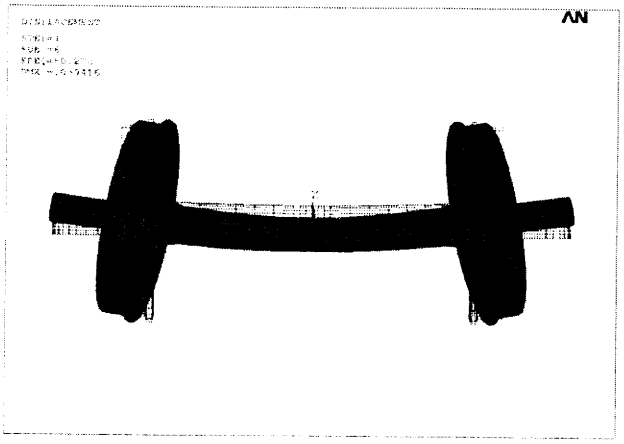
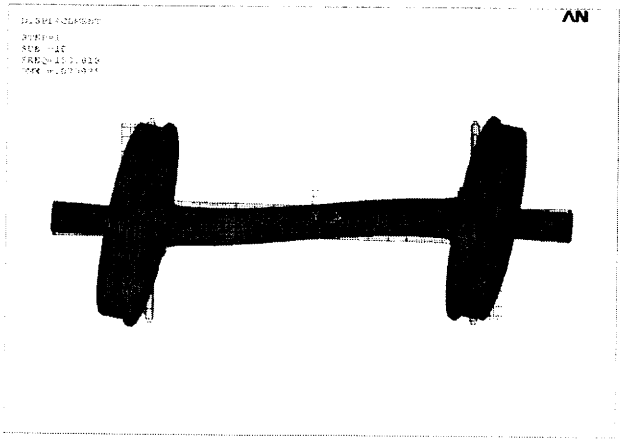
번호/주파수	Mode shape
7 65.82Hz	
8,9 80.28 Hz	
10,11 153.82 Hz	

Table A1. 계속

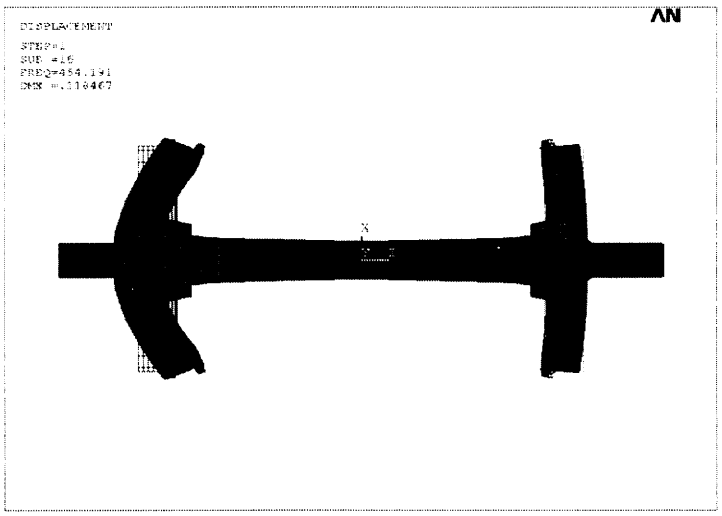
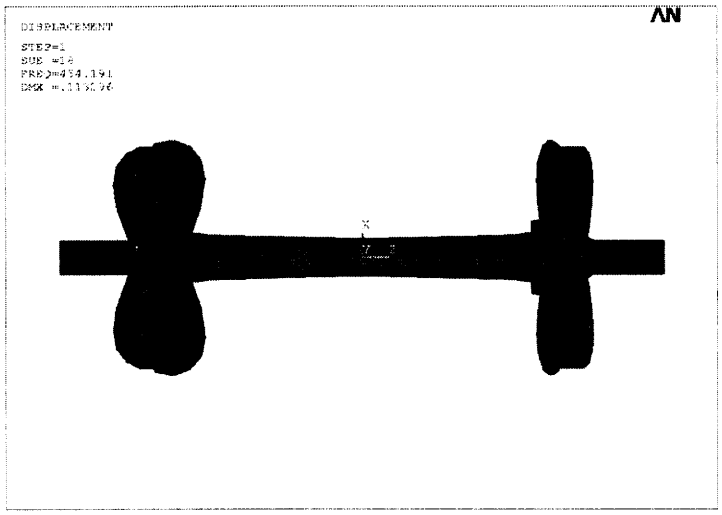
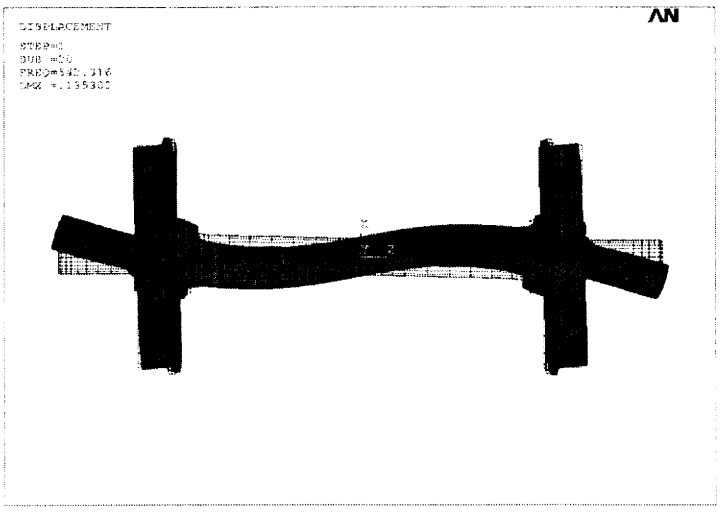
16,17 454.19 Hz	
18,19 454.19 Hz	
20 542.32 Hz	

Table A2. 궤간가변 윤축시스템 (표준궤간 상태)의 고유모드형상 및 고유주파수

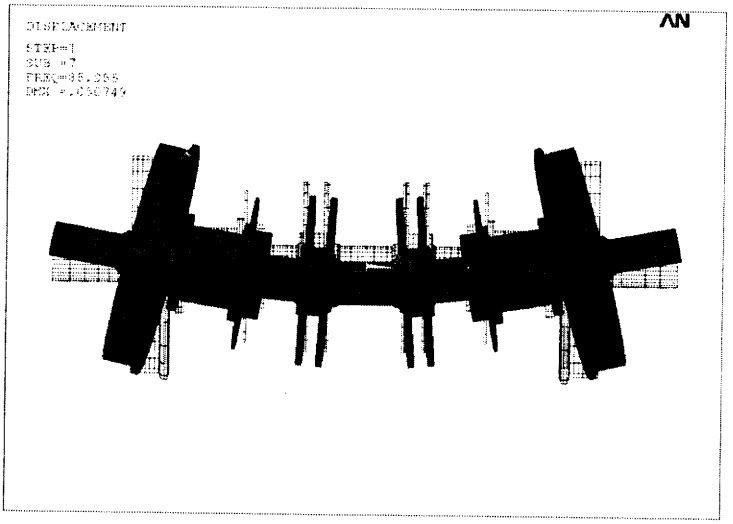
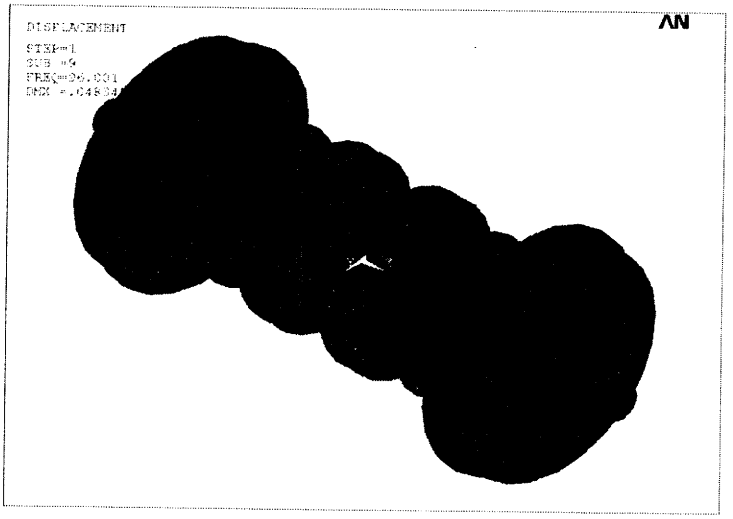
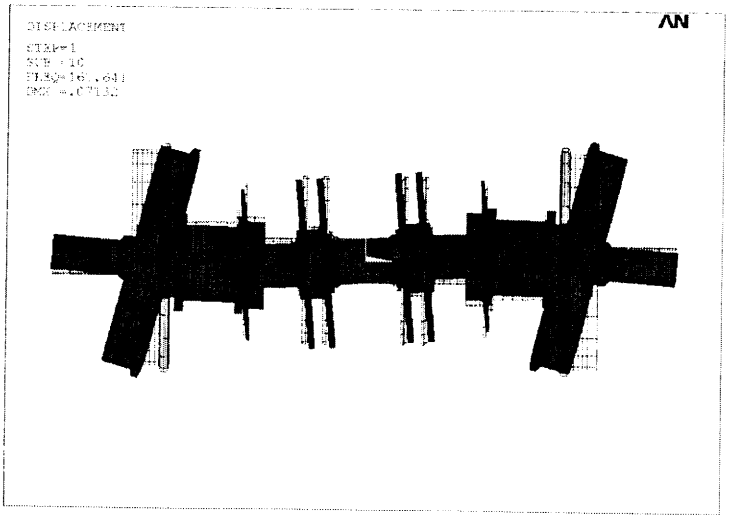
7,8 85.96 Hz	
9 96.00 Hz	
10,11 161.64 Hz	

Table A2. 계속

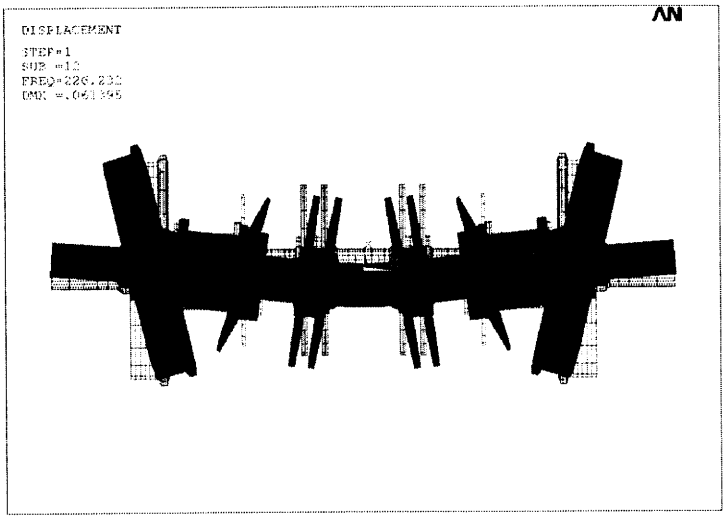
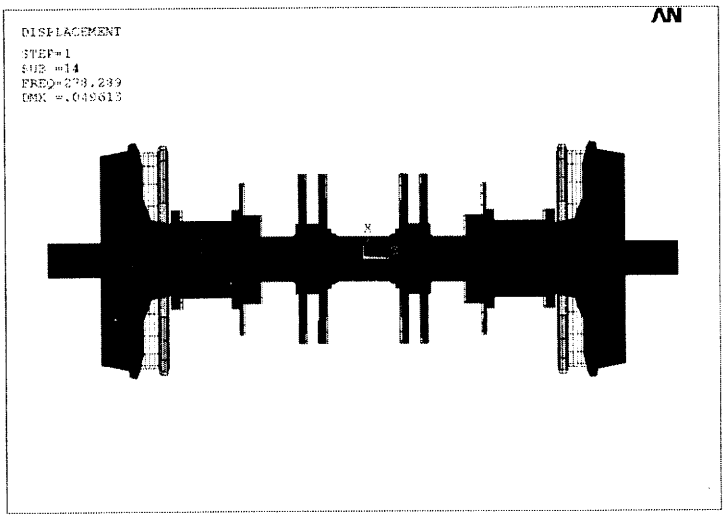
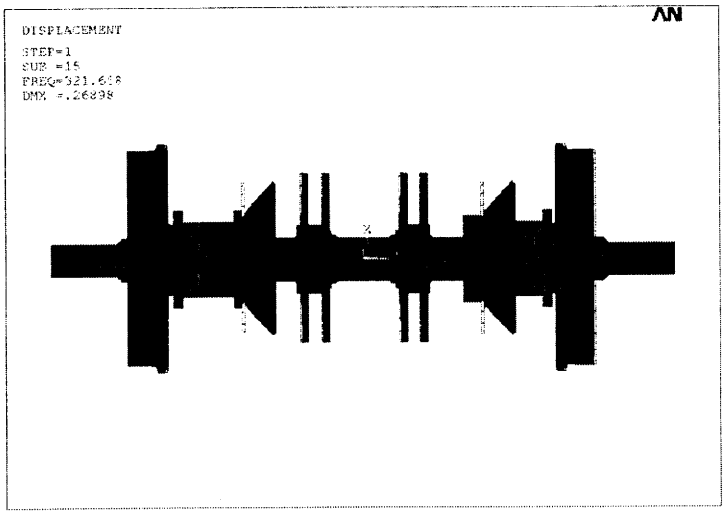
12,13 226.23 Hz	
14 278.29 Hz	
15 321.66 Hz	

Table A2. 궤간가변 윤축시스템 (표준궤간 상태)의 고유모드형상 및 고유주파수

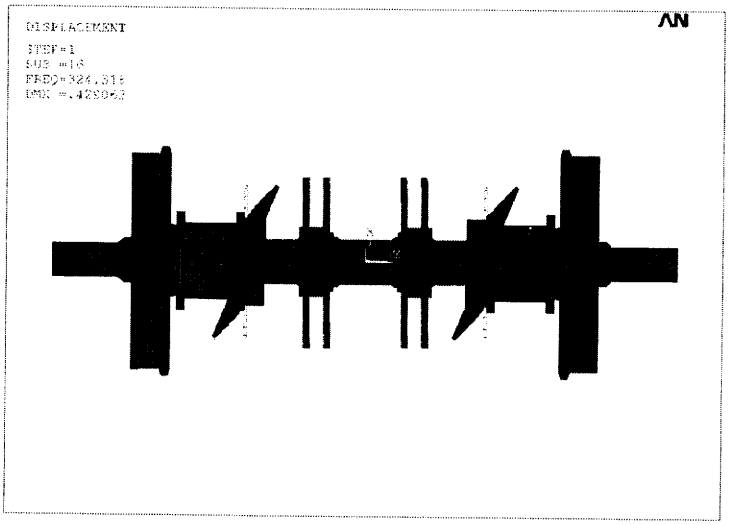
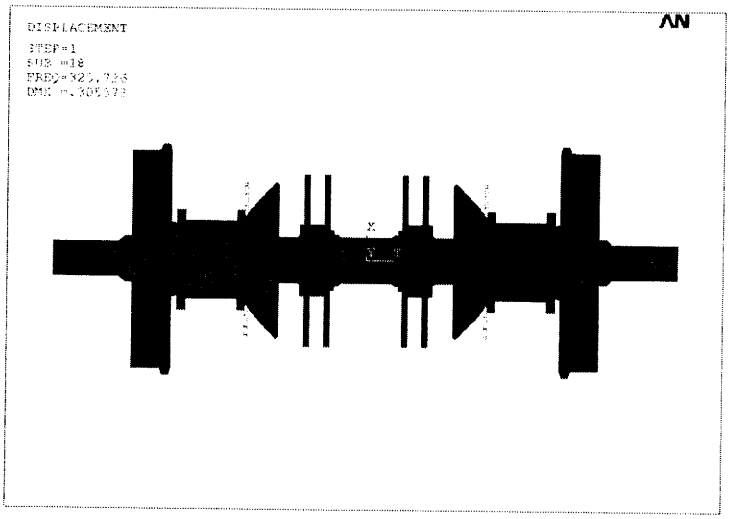
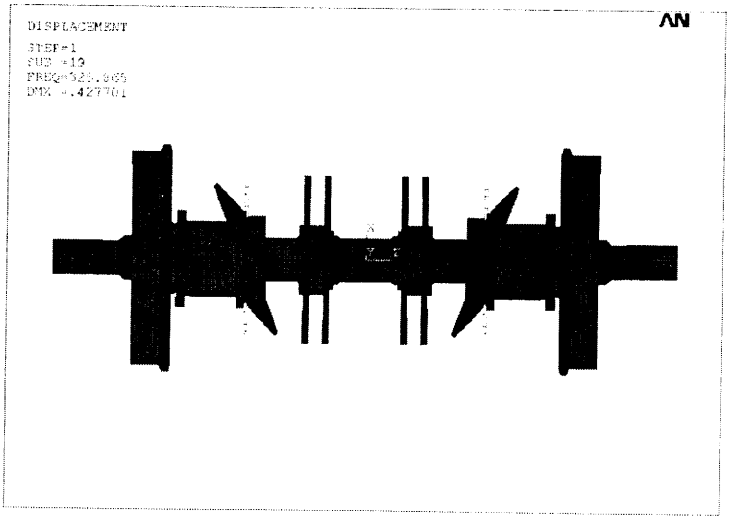
16,17 324.32 Hz	
18 523.73 Hz	
19,20 325.86 Hz	

Table A3. 궤간가변 윤축시스템 (광궤간 상태)의 고유모드형상 및 고유주파수.

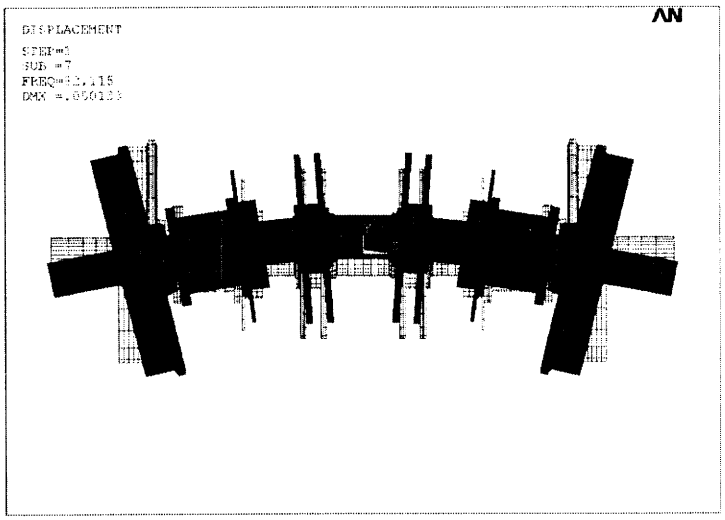
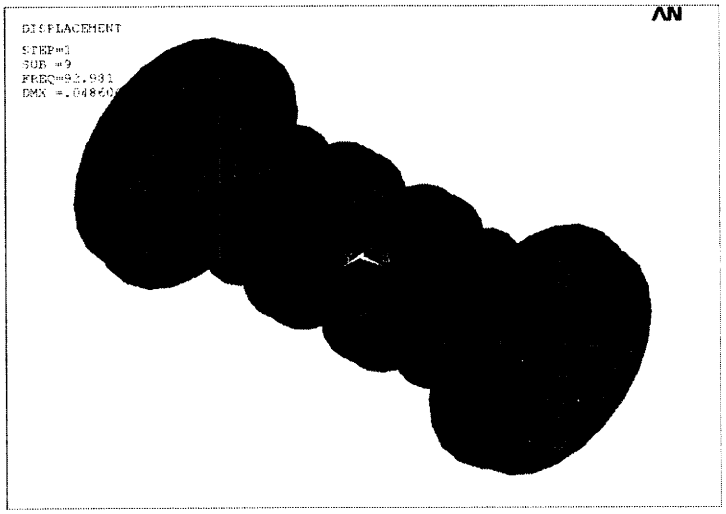
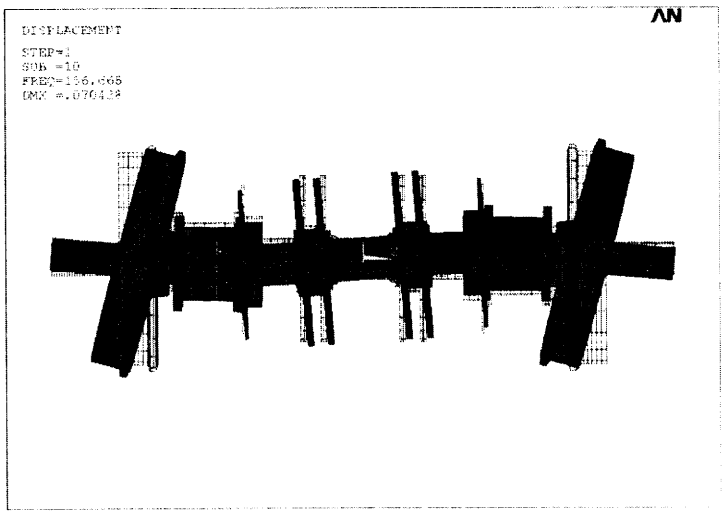
7,8 82.12 Hz	
9 92.98 Hz	
10,11 156.67 Hz	

Table A3. 계속.

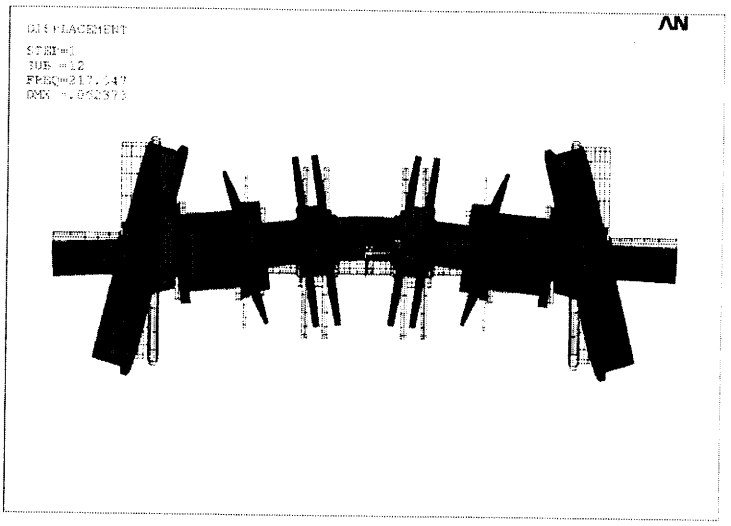
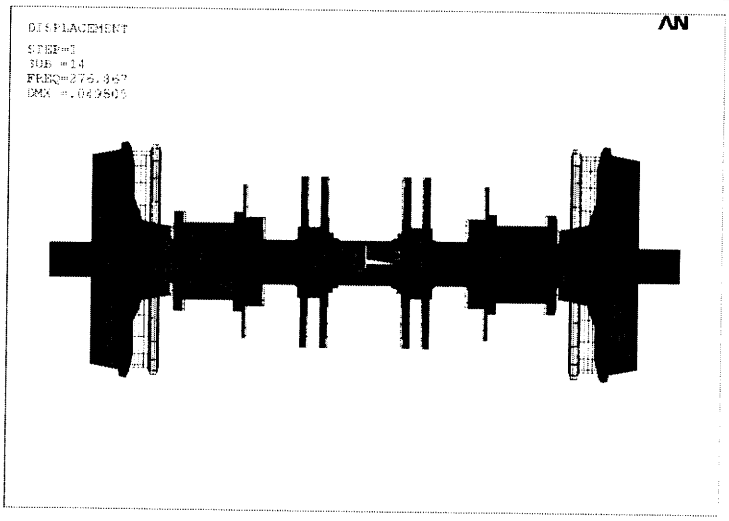
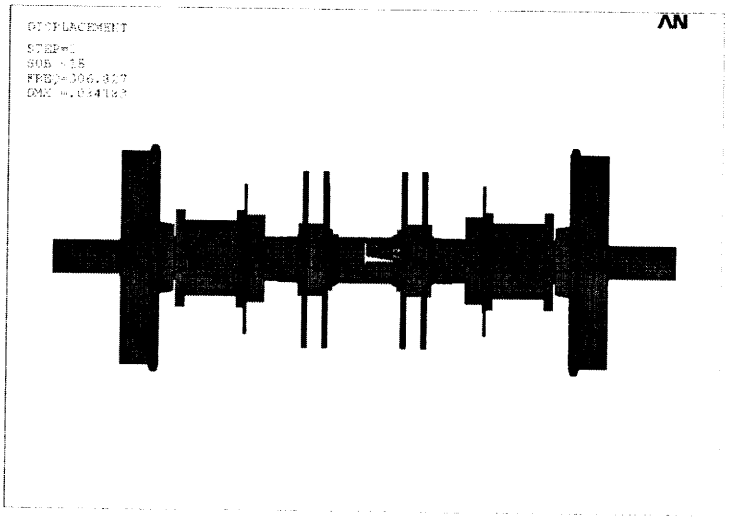
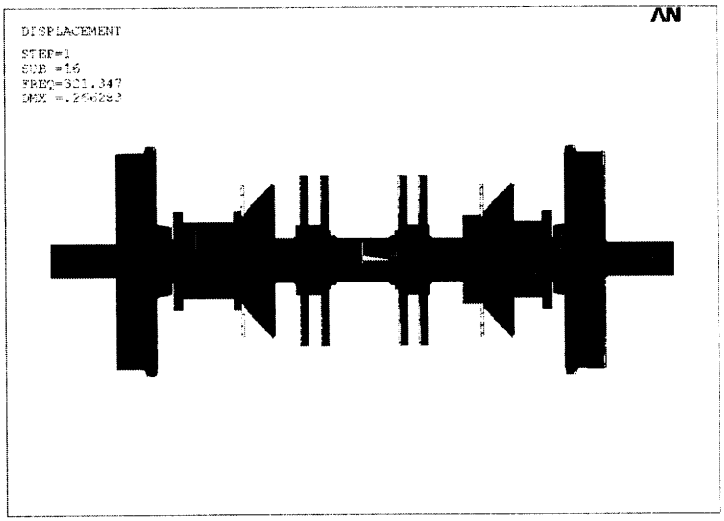
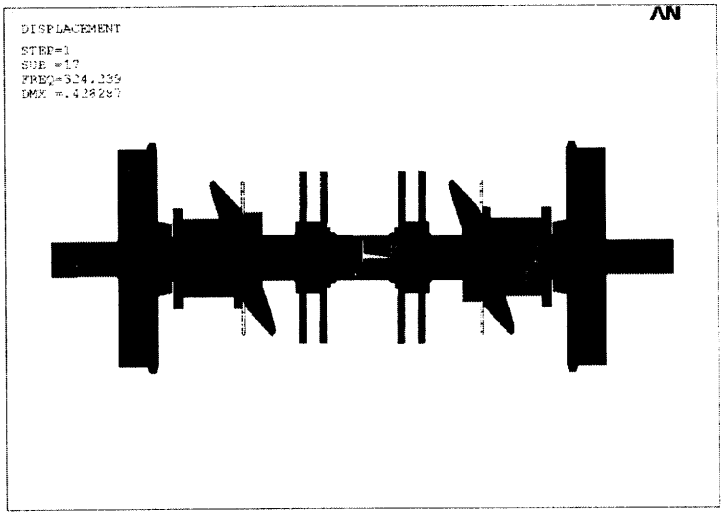
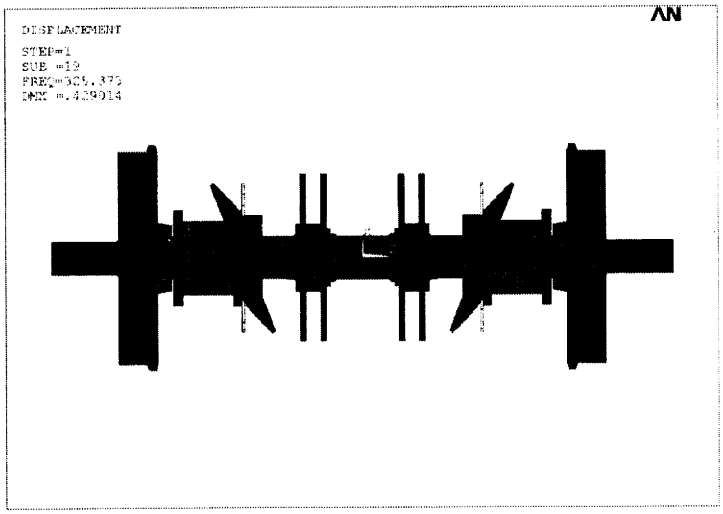
12,13 217.55 Hz	
14 276.87 Hz	
15 306.83 Hz	

Table A3. 계속.

16 321.35 Hz	
17,18 324.24 Hz	
19,20 325.37 Hz	

부 록 B. 본 과제의 특허 결과 요약

[특허 출원]

연번	특허명	출원인	출원 국가	출원일
1	자동 궤간변환 윤축시스템 (출원번호: 10-2005-0007360)	한국철도기술연구원	한국	2005. 1. 27.
2	궤간 가변 윤축시스템 (출원번호: 10-2005-0042281)	한국철도기술연구원	한국	2005. 5. 20.
3	철도차량용 궤간 가변 윤축 (출원번호: 10-2005-0093045)	한국철도기술연구원	한국	2005. 10. 4.
4	철도차량용 궤간 가변 장치 덮개 (출원번호: 10-2005-0121519)	한국철도기술연구원	한국	2005. 12. 12.
5	Gauge-changeable wheelset for railway vehicle (출원번호: PCT/KR2005/004522)	한국철도기술연구원	PCT	2005. 12. 26.
6	철도차량용 궤간 가변 윤축시스템 및 궤간 가변 레일 (출원번호: 10-2006-0101921)	한국철도기술연구원	한국	2006. 10. 19
7	철도차량용 궤간가변 윤축시스템 (국외특허(러시아) 출원번호: 2007130853)	한국철도기술연구원	러시아	2007. 8. 13
(8)	궤간변환 실시간 모니터링 시스템	한국철도기술연구원	한국	출원절차 중

[특허 등록]

연번	특허명	출원인	출원 국가	등록일
1	궤간 가변 윤축시스템 (등록번호: 10-0599047)	한국철도기술연구원	한국	2006. 7. 4.
2	자동 궤간변환 윤축시스템 (등록번호: 10-0614613)	한국철도기술연구원	한국	2006. 8. 14
3	철도차량용 궤간 가변 윤축 (등록번호: 10-0651196)	한국철도기술연구원	한국	2006. 11. 22
4	철도차량용 궤간 가변 장치 덮개 (등록번호: 10-0708485)	한국철도기술연구원	한국	2007. 04. 10
5	철도차량용 궤간 가변 윤축시스템 및 궤간 가변 레일 (등록번호: 10-0799338)	한국철도기술연구원	한국	2008. 1. 23

1. 자동 궤간변환 윤축시스템 (등록번호: 10-0614613)

서로 다른 궤간을 달리면서도 궤간 변경 지점에서 멈추지 않고 차륜이 윤축을 따라 특정 궤간에 따른 위치로 이동할 수 있게 하는 모듈형 윤축 시스템으로서 기존의 시스템과 비교하여 부품의 개수와 장치 부피를 줄일 수 있도록 한 것이다. 각 부분은 차륜과 축, 잠금 기구, 플랜지, 스프링으로 구성되며, 특히 잠금 기구는 한쪽에는 차륜 위치를 고정하기 위한 3개의 산과 다른 쪽에는 잠금 기구의 회전을 구속하기 위한 3개의 ㄱ자 홈을 가지는 파이프 형상 구조물이다. 잠금 기구는 축 상에서 원주 방향으로 회전하면서 차륜의 위치를 잠그거나 해제하고 플랜지는 지상의 릴리스 레일과 스

프링에 의해 잠금 기구의 회전을 구속한다.

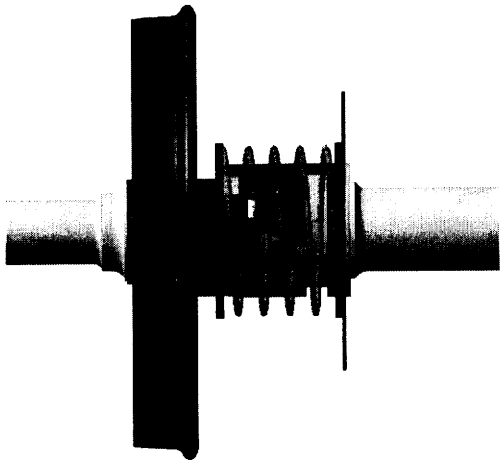


Fig. B1. 자동 궤간변환 윤축시스템 (등록번호: 10-0614613).

본 발명은 하나의 잠금 부품이 차륜의 위치 고정과 해제를 가능하게 함으로써 부품의 개수를 줄이고 구조적 강성을 향상할 수 있는 이점이 있어서 차량 운행 시 유지보수의 횟수와 비용을 줄일 수 있다. 또한 잠금장치 부분의 축 바깥 방향 부피를 줄임으로써 대차 구조에 장착 시 더 용이할 수 있으며 회전 관성을 줄여 에너지 절약 면에서도 유리하다.

2. 궤간 가변 윤축시스템 (등록번호: 10-0599047)

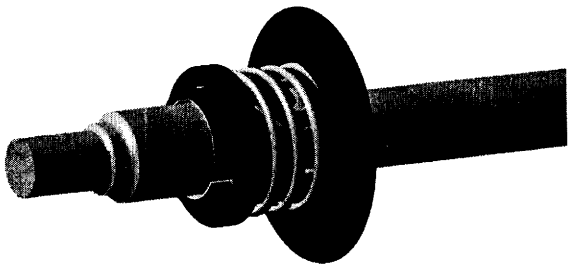


Fig. B2. 궤간 가변 윤축시스템 (등록번호: 10-0599047).

본 발명은 기존의 자동 궤간 변환 윤축시스템 (출원번호 10-2005-0007360)에 적용할 수 있는 스프링홀더로서 각 부분은 지지부, 스프링수용부, 볼트고정부, 안내홈, 암나사홈으로 이루어진다. 스프링홀더와 고정캡을 체결할 때는 스프링홀더의 볼트고정부에 나있는 볼트 구멍을 통하여 볼트로 체결된다.

본 발명에 의한 스프링홀더는 압축스프링을 지지하면서 압축스프링이 유동하는 것을 방지하며, 잠금기구의 바깥쪽 축방향으로의 움직임을 방지하는 역할을 하고, 또한 차륜의 암나사부를 견고하게 안내하여 차륜이 공회전하지 않고 차축과 일체로 회전하게 한다. 특히, 본 스프링홀더는 자동 궤간 변환 윤축시스템의 고정캡과 볼트를 이용하여 체결하는 구조이다.

발명의 효과로 자동 궤간 변환 윤축시스템에서 스프링홀더의 탈거와 장착이 쉽게 됨에 따라 궤간 변환에 관련되는 부품들의 분해와 조립을 쉽게 하여 유지보수 시 비용과 노력을 줄일 수 있다. 또한 차륜이 차축과 일체로 회전하도록 구조적인 견고성을 키워 신뢰성과 안정성을 향상시키고 윤축시스템의 수명을 증가시키는 효과가 있다.

3. 철도차량용 궤간 가변 윤축 (등록번호: 10-0651196)

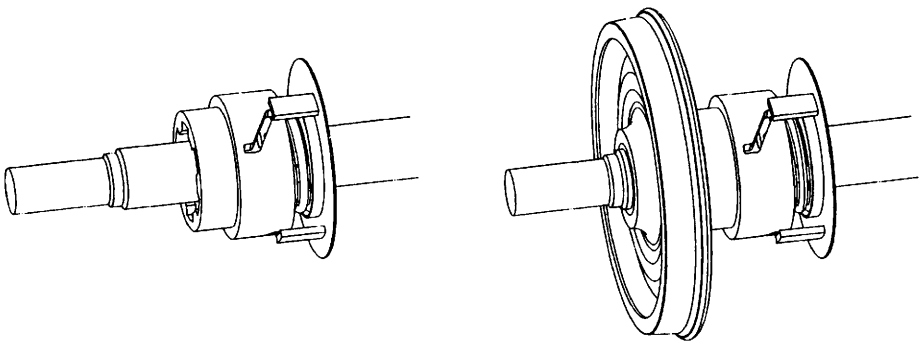


Fig. B3. 철도차량용 궤간 가변 윤축 (등록번호: 10-0651196).

본 발명은 철도차량의 대차 시스템에 장착할 수 있는 궤간가변 윤축에 관한 것으로서 기존의 철도차량용 윤축에서 양쪽 차륜의 안쪽에 각각 대칭의 잠금 부품들이 위치하고 차륜이 차축 방향으로 움직여서 결과적으로 서로 다른 궤간을 운행할 수 있게 한다. 본 발명의 윤축은 일체형 윤축이며 대차 프레임과는 차축 양끝에 휠베어링을 통해서 서로 연결되어 장착된다. 구성품들은 차축 끝에서부터 장착되는 위치순서로 차륜, 잠금기구, 스프링홀더 고정볼트, 스프링홀더, 고정캡, 압축스프링, 플랜지, 플랜지 멈춤판, 플랜지 멈춤판 고정볼트, 차축으로 구성된다. 궤간 변경은 릴리스 레일과 가이드 레일을 가지는 지상 궤간 변경 설비를 멈추지 않고 통과하면서 이루어진다.

발명의 효과로서, 본 발명에 따른 독특한 형상의 부품들을 이용하여 비교적 작은 부품으로 잠금 시 구조적 강성을 향상시키고 원활한 궤간 변경이 이루어지게 할 수 있다. 이는 이종 궤간에서의 철도의 직결 운행에서, 유지보수 시 노력과 비용을 줄이면서 신뢰성 있고 안전한 수송을 하는데 기여할 수 있을 것이다.

4. 철도차량용 궤간 가변 장치 덮개 (등록번호: 10-0708485)

본 발명은 철도차량의 대차 시스템에 장착할 수 있는 궤간가변 윤축에서 잠금부품들을 물, 먼지 등의 오염으로부터 보호할 수 있는 덮개에 관한 것이다. 발명의 구성은 차륜 바깥부에 축상에 위치하여 차륜과 차축 사이의 오염을 방지하고자 하는 외측 덮개와, 차륜 내측부에 차륜과 플랜지 사이의 축상에 위치하여 잠금부품들 및 사이의 오염을 방지하고자 하는 벨로우즈 타입의 내측 덮개, 그리고 궤간 변경 시에 내측 및 외측 덮개 내의 공기 부피 변화를 원활히 하기위해 차륜에 뚫려있는 공기구멍으로 구성된다.

발명의 효과로 궤간가변 부품 및 부품들 간의 연결부에 오염이 생기는 것을 방지하여 부품의 부식, 마찰력 증가, 슬라이딩 부싱의 고장 등을 막는다. 또한 차륜의 공기구멍을 통해 내측 및 외측의 덮개 내 공간의 압력 조정이 되어 궤간 변경이 원활하게 한다. 또한 궤간가변 잠금부품에 대한 점검 또는 파손 여부 등을 파악하기 위해 검사할 때 내측 덮개를 한쪽으로 밀어 접게 되면 완전 분해하지 않아도 내부 부품들을 육안 검사할 수 있다.

본 발명은 이종 궤간에서의 철도의 직결 운행에서, 유지보수의 노력과 비용을 줄이면서 신뢰성 있고 안전한 수송을 하는데 기여할 수 있다.

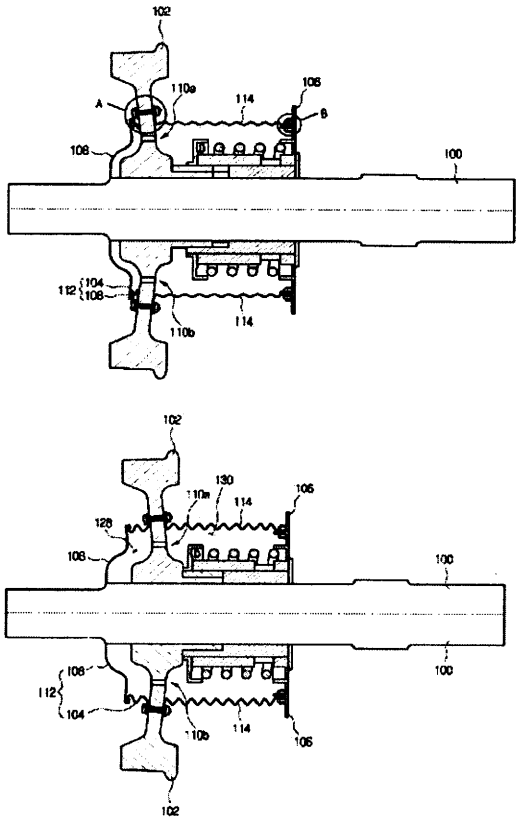


Fig. B4. 철도차량용 궤간 가변 윤축 (등록번호: 10-0708485).

5. 철도차량용 궤간 가변 윤축시스템 및 궤간 가변 레일 (등록번호: 10-0799338)

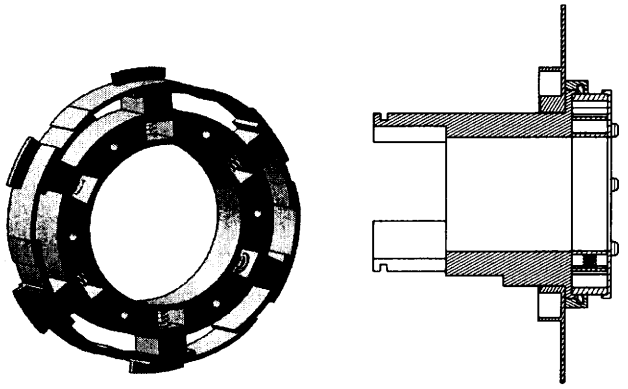


Fig. B5. 철도차량용 궤간 가변 윤축시스템 및 궤간 가변 레일 (등록번호: 10-0799338)

본 발명은 자동 궤간 변환 윤축시스템에서 한 궤간의 궤도를 주행할 때에는 외부로부터의 예기치 않은 교란이나 일부 부품의 파손 시에도 차륜의 위치가 이탈되지 않도록 플랜지 부품의 위치를 견고하게 고정하기 위한 부가적인 플랜지 걸림쇠 및 그 장착을 위한 구성품에 관한 것이다.

그 부가적인 장치의 구성은 플랜지 걸림쇠, 가이드 링, 스프링, 걸림쇠 커버, 장착을 위한 볼트로 구성되며 장착을 원활히 하기위해 플랜지 및 고정캡의 형상이 변경된다.

그 작동은 지상 궤간 변환 시설의 걸림쇠 해정 레일에 의해 수직방향으로 눌려지고 나서야 플랜지가 차륜 쪽으로 밀려 움직이게 한다. 따라서 예기치 못한 궤도 위의 방해물, 또는 얼음, 돌 등에 의해 교란되어 오작동 될 수 있는 가능성을 감소시킨다. 또한 스프링에 충격 또는 피로 균열에 의한 파손이 일어난 경우 플랜지의 위치가 쉽게 움직여 차륜 궤간의 잠금이 해정되고 차륜이 이탈하는 경우를 방지한다.

본 장치는 궤간가변 장치에서 만일의 사태에서의 오작동을 방지하여 신뢰성과 안전성을 향상시키는 효과가 있다. 이를 통해 궤간가변 장치의 실용화를 촉진하고 대륙철도 연계 시 물류비 절감을 통한 국내 산업의 경쟁력 향상에 기여할 수 있다.

6. 궤간변환 실시간 모니터링 시스템 (출원중)

본 발명은 철도차량의 궤간변환을 위한 지상변환설비에서 궤간변환의 효율성 향상을 위한 것으로 차량이 지상변환설비를 통과할 때 차량에 장착된 궤간가변장치의 작동 상태를 실시간으로 모니터링 할 수 있는 일련의 모니터링 시스템에 관한 것이다.

본 시스템은 지상변환설비에 설치가 되며 차량의 궤간이 변환될 때 지상변환

설비에 설치된 계측 센서들을 통해 궤간가변 장치의 정상 작동 유무, 오류발생 여부 등을 실시간으로 감지한다.

계측 센서는 지상변환설비의 네 부분(가이드 레일, 그루브 레일, 릴리스 레일, 걸림쇠 해정 레일)에 설치되며 변형률 및 변위 값을 측정한다. 또한, 측정을 위한 센서로는 전차선이 가설된 선로에서 전자기파의 영향이 없는 광섬유 센서를 기반으로 하며 전용 소프트웨어를 통해 운영자에게 현재의 궤간변환 정보를 실시간으로 알려주어 보다 빠른 궤간변환이 이루어 질 수 있다.

본 시스템은 지상의 궤간변환설비에서 차량의 궤간변환 과정에 대해 자동화된 모니터링을 통해 보다 빠르게 궤간변환이 진행될 수 있도록 해주며 이를 통해 궤간변환이 이루어지는 지상변환설비에서의 효율성을 한층 향상시켜 줄 것으로 생각된다.

주 의 사 항

1. 본 보고서는 국토해양부가 출연하고 한국건설교통기술평가원에서 위탁시행 한 건설교통기술연구개발사업의 최종 연구보고서입니다.
2. 본 보고서의 내용을 발표할 때에는 반드시 국토해양부가 출연하고 한국건설교통기술평가원에서 위탁시행 한 건설교통기술연구개발사업임을 밝혀야 합니다.
3. 국가보안 차원에서 필요하다고 인정되는 내용은 대외적으로 발표 및 공개하여서는 아니 됩니다.

본 보고서와 관련하여 문의를 원하시는 분은 아래의 문의처로 연락을 주시기 바랍니다.

■ 문의처 : 한국건설교통기술평가원 TEL 031)381-6311
한국철도기술연구원 TEL 031)460-5761

03-교통핵심E01

궤간가변장치 기술개발
최종 연구보고서

■ 발행일 / 2008. 5. 31.
■ 발행처 / 한국철도기술연구원
경기도 의왕시 월암동 360-1번지
TEL : 02-460-5000(대)
■ 인쇄처 / 명신인쇄