

궤간 가변 주행시 궤간 가변 잠금부품들에 대한 강도해석

김철수*, 안승호**, 정광우**, 장승호***, 장국진****, 김정규†

Strength Analysis of Locking Parts for Adjustable Wheelset during the Gauge Changeover Operation -

Chul-Su Kim, Seung-Ho Ahn, Kwang-Woo Chung, Seung-Ho Jang, Kook-Jin Jang, Jung-Kyu Kim

Key Words : Gauge – Adjustable Wheelset (궤간 가변 윤축), Contact Stress (접촉응력), Finite Element Analysis(유한요소해석), Freight train (화차)

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

1. 서론

국가기간 산업망인 철도는 최근 남북한 화해무드의 조성으로 남북직결운행 및 대륙철도 연계운행에 대하여 관심과 노력을 집중하고 있다. 그러나 TCR(Trans China Railway) 및 TSR(Trans Siberian Railway)과 같은 대륙철도의 연계운행은 각국의 궤간의 상이함으로 인한 대차교환이나 환적의 어려움으로 많은 문제점을 초래한다⁽¹⁾. 환적, 윤축 또는 대차교환의 방법들은 운영 비용, 다룰 수 있는 용량의 제한, 윤축 또는 대차를 보관할 큰 공간 등으로 인하여 최선의 시스템으로 선정되기 어렵다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 이중궤간 사이의 궤간 가변구간에서 주행할 수 있는

궤간 가변 윤축(Gauge-adjustable wheelset)이 필요하다. 이는 차량의 주행 중에 서로 상이한 궤간(협궤/표준궤/광궤)을 가지는 선로를 대차 교환이나 환적 없이 신속하고 안전하게 직결 운행할 수 있는 자동 궤간 변환 장치시스템이다. 따라서 동북아 물류체계 및 철도네트워크에 적합하고 운송시간 및 비용을 절감하기 위하여, 이중궤간(협궤/표준궤/광궤)을 겸용 운행할 수 있는 궤간 가변 윤축시스템의 개발이 중요하다.

대륙연계수송에 대비한 궤간가변 윤축시스템을 장착한 국외 철도차량들^(2~4)은 각국의 독자적인 기술로서 활발히 추진되어 상용화되고 있다. 예를 들어 스페인 Talgo사는 1966년부터 개발에 착수하여 세계최초로 Talgo TD와 XXI차량을 개발하여 실용화하였고, 일본의 경우 1994년에 일본철도총합연구소(RTRI)와 일본철도 건설공단의 연합으로 궤간가변 동력 분산식 전기차량인 GCT 시험차량으로 현재 시험 운행 중이다. 그리고 폴란드는 모듈형 궤간가변 윤축인 SUW2000 시스템 장착차량을 개발하여 현재 상업 운행에 착수 하였으며, 독일도 역시 모듈형으로 DBAG/RA FIL-V형 궤간가변윤축을 개발하였다.^(2~4)

† 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : kimj@hanyang.ac.kr

TEL : (02) 2290-0442 FAX : (02) 2291-6707

* 회원, 한국철도대학 차량기계과

** 회원, 한국철도대학 차량운전기전과

*** 회원, 한국철도기술연구원

**** 비회원, 한양대학교 대학원

국내의 경우 장승호등⁽⁵⁻⁷⁾은 화차에 대한 궤간 가변장치 개념 설계 안을 제시하였고, 궤간가변 운속에 관한 특허를 출원한 상태이다. 이와 같이 해외 각국은 자국의 상황에 적합한 독자적 기술을 개발하였고 특허에 의하여 보호하고 있으므로 국내에서는 이에 대응한 체계적인 연구가 매우 중요하다. 따라서 국내 개발중인 궤간가변 화차의 안전성을 확보하기 위해서는 운속시스템의 부품들의 구조해석을 통한 건전성을 평가하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 개발중인 궤간가변 운속시스템의 안전성 검토의 연구의 일환으로서, 궤간 변환구간에서 유한요소해석(finite element analysis) 시뮬레이터를 이용하여 궤간가변의 핵심부품인 잠금부품들의 접촉응력을 평가하고자 한다.

2. 궤간 가변 운속 시스템

현재 한국형 궤간 가변장치는 국제 규격 UIC 510-4⁽⁸⁾을 준수하여 설계 및 개발 중이다. Fig. 1은 한국형 궤간 가변장치의 운속시스템 및 이의 부품들을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 운속시스템은 크게 6 가지 부품으로 구성되며, 이 시스템의 각 부품을 살펴보면 다음과 같다. 고정 캡을 갖는 차축(axle), 구르브 원통을 갖는 차륜, 스프링, 플랜지(flange), 잠금기구(locker), 스프링 홀더(spring holder)로 구성된다. Fig. 2는 표준궤도에서 광궤로 변환 시 궤간가변장치의 운속시스템 동작 메커니즘을 순차적으로 나타낸 것이다. 이의 동작 메커니즘을 살펴보면 다음과 같다.

Fig. 2(a)~(c)에서 플랜지는 잠금기구에 삽입되고, 삽입한 상태로 잠금기구는 시계방향으로 회전하면서 차륜의 구르브 원통은 해제된다. 이로 인하여 Fig. 2(d)와 같이 가이드레일에 따라 차륜의 구르브 원통은 이동하므로 표준궤도에서 광궤로 변환된다. 그리고 Fig. 2(e)~(f)에서 변환 중에 플랜지와 잠금기구는 다시 분리되고, 잠금기구는 반 시계방향으로 역 회전하면서 다시 차륜 구르브 원통에 구속된다.

3. 해석 결과

3.1 궤간가변구간에서 주행 시 해석결과

3.1.1 동적 해석결과

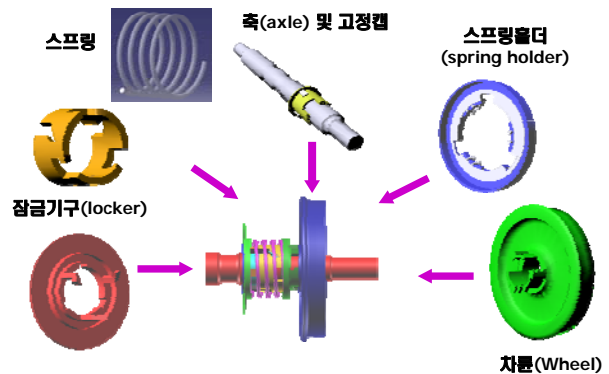


Fig. 1 Locking parts in the gage-adjustable wheelset system

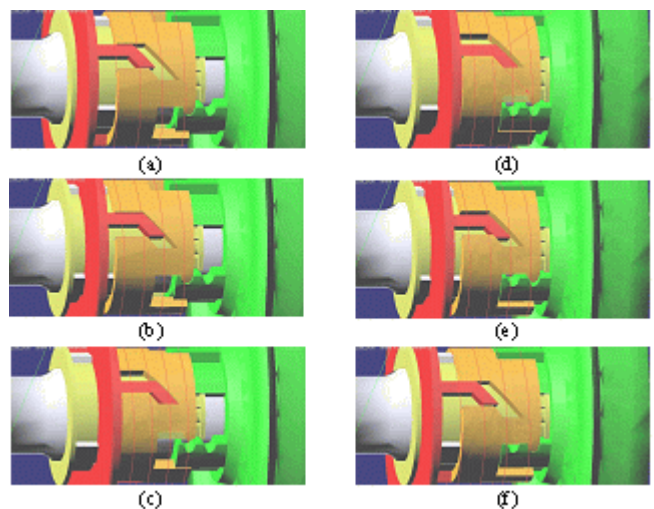
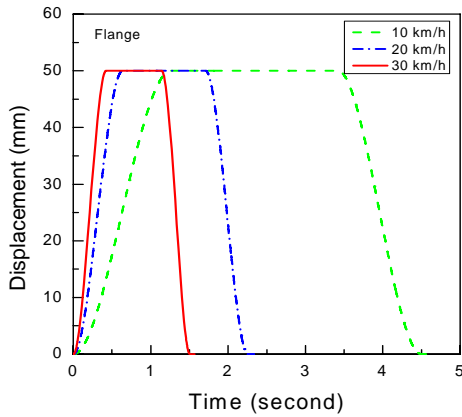
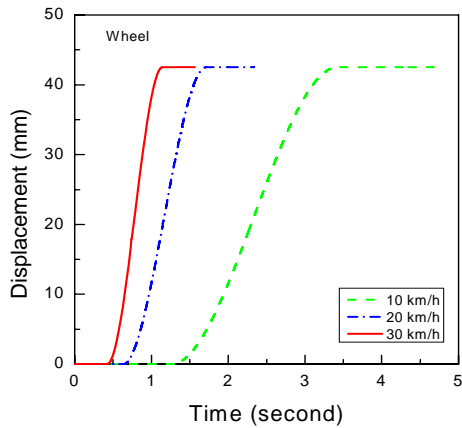


Fig. 2 The changing process of the gage-adjustable wheelset system when each axle passes through a special installation mounted between tracks of different gauges

Fig. 3은 궤간 변환 구간에서 속도변화를 따른 플랜지 및 차륜의 변위이력을 나타낸 것이다. 그림에서 실선(—), 일점쇄선(— · —), 점선(- - -)은 왼쪽부터 각각 속도 30, 20, 10km/h에서 플랜지의 변위이력이다. 본 해석시뮬레이터는 전산동역학 해석 범용 소프트웨어인 MSC.ADAMS⁽¹⁰⁾이다. 여기서 사용되는 궤간변환구간의 궤도는 폴란드궤간변환 구간⁽⁴⁾으로서, 표준궤도(1435mm)에서 광궤(1520mm)로 변화되는 과정을 구현한 것이다. 여기서 궤간 가변장치 운속시스템 안의 스프링에 있어서 스프링상수는 1000N/mm이라고 가정하였다. 그림에서 가이드레일을 따라 움직이는 플랜지에 의하여 차륜의 위치는 42.5mm까지 이동하였다. 이 결과의 적합성을 기구학적 관점에서 검토하면, 두 궤도의 차이는 85mm이므로 한쪽의 차륜 위치 차이는 42.5mm가 되어야 한다. 이 값은 차륜



(a) Flange in locking part

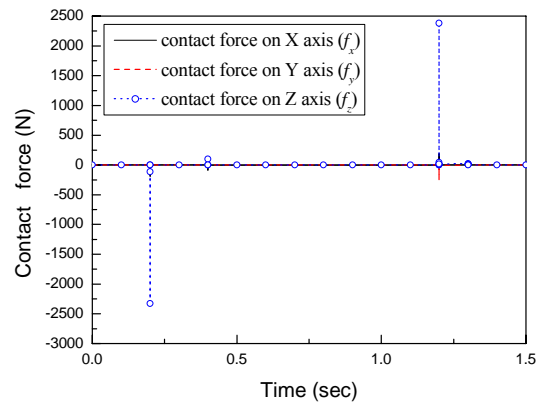


(b) Wheel in locking parts

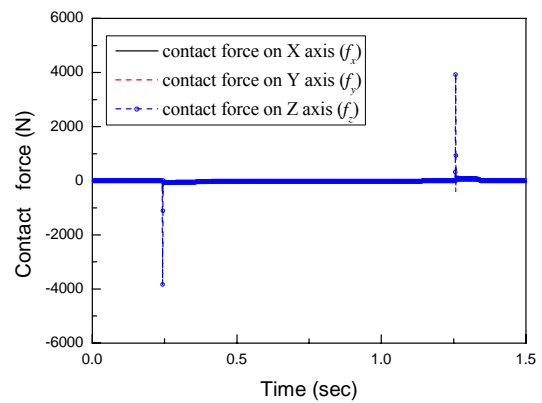
Fig. 3 Displacement history of wheel and flange in locking parts during the gauge changeover operation

위치 차이의 최대값과 일치하므로 본 해석결과는 올바르게 해석하였음을 알 수 있다. 따라서 이 변위 이력은 궤간가변구간 동안 잠금부품의 응력해석 수행에 있어 작용하중이력의 자료로 사용될 수 있다. 또한 플렌지 및 차륜의 변위이력은 궤간 변화 구간 내 차륜의 위치변경 소요시간은 속도의 증가에 따라 감소되지만, 차륜 최대 변위 값은 일정하다. 이는 기구학적 관점에서 주어진 속도 범위 안에서 궤간변환구간에서 윤축시스템의 거동은 일정하다는 것을 시사한다.

Fig. 4는 차량 정시속도 30km/h에서 궤간가변구간 주행시 플렌지와 잠금기구 사이의 접촉력(contact force)의 이력을 나타낸 것이다. 현재 개발중인 궤간가변 잠금 부품들의 접촉 조건은 아직 미정이므로 건 마찰과 윤활의 조건에서 시뮬레이션을 수행하였다. 건 마찰조건에서 정 마찰계수(static friction coefficient)=0.78, 동 마찰계수(kinetic



(a) Lubrication



(b) Dry friction

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

Table 1 Maximum contact force with velocity

	Lubrication (N)	Dry friction (N)
10 km/h	375.5	549.6
20 km/h	743.9	1591.1
30 km/h	2383.4	3929.59

friction coefficient)=0.42⁽¹⁰⁾이며, 윤활조건에서 정지 마찰계수=0.12, 동적 마찰계수 =0.08⁽¹⁰⁾이다.

Table 1과 Fig. 5는 속도 별 마찰조건에 따른 최대접촉력의 변화를 정리한 것이다. 두 조건에 따른 접촉력을 비교하면, 속도에 상관없이 윤활조건보다 건 마찰에서 보다 큰 최대 접촉력이 발생됨을 알 수 있다. 따라서 궤간가변윤축시스템의 제작시 잠금부품들 사이의 마찰에 의한 접촉력을

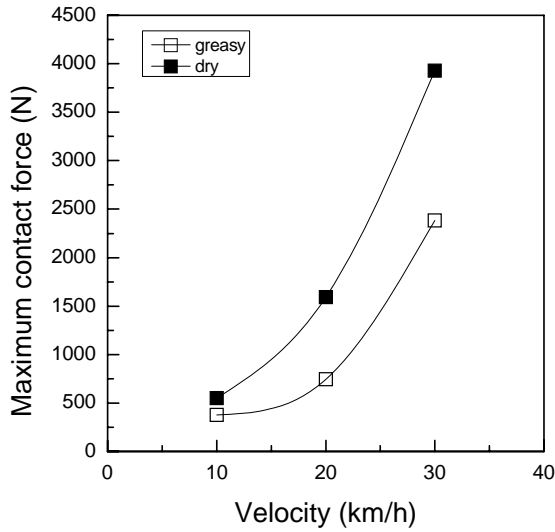


Fig. 5 Maximum contact forces of locking parts with a increasing speed

완화할 수 있는 방안을 고려해야 된다는 점을 시사한다.

3.2 잠금부품의 접촉응력 해석

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

Fig. 6 은 잠금기구와 플랜지의 내구성 및 응력해석을 위한 유한요소망 생성(finite element mesh generation)과 각 부품 별 유한요소모델을 각각 나타낸 것이다. 해석시간의 최적화를 고려하여 플랜지 디스크와 축의 요소형태는 강체(rigid contact body)로 정의하고, 플랜지 레버와 잠금기구의 요소형태는 변형체(deformable body)로 정의하였다. 요소 형태는 3 차원해석을 위한 8 절점 직육면체 요소이며, 총 요소수와 총 노드수는 각각 2,0875 및 1,5603 이다. 해석에 입력자료로서 사용되는 재료의 탄성계수(elastic modulus)는 207GPa이고, 프아송비(poisson's ratio)는 0.29 이다. 요소망 모델링 및 전, 후 처리과정은 요소망 생성 전용소프트웨어인 MSC.MENTAT⁽¹¹⁾을 사용하였으며, 응력해석시뮬레이션은 MSC.MARC⁽¹²⁾에 의하여 수행하였다.

Fig. 7 은 궤간 가변 잠금부품의 플랜지와 잠금기구사이의 접촉응력해석을 단계별 초기(a), 중간(b),최종(c) 단계의 결과를 나타낸 것이다.

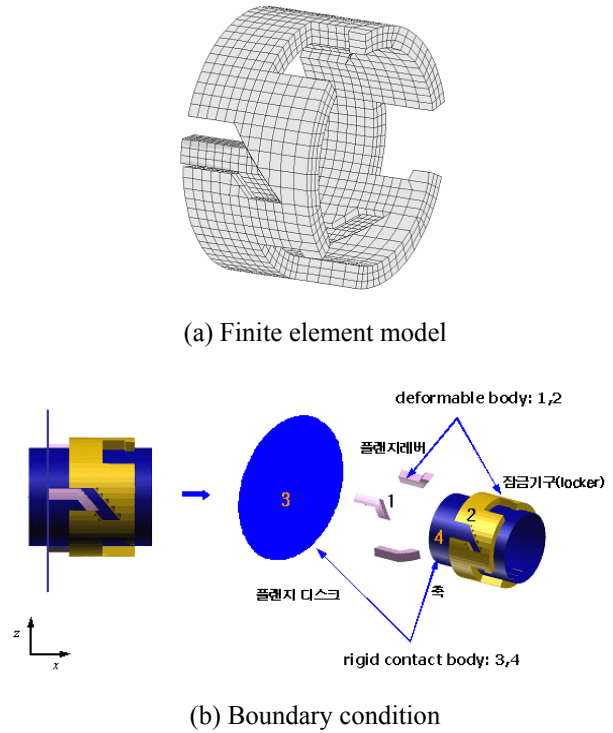


Fig. 6 Finite element model and boundary condition

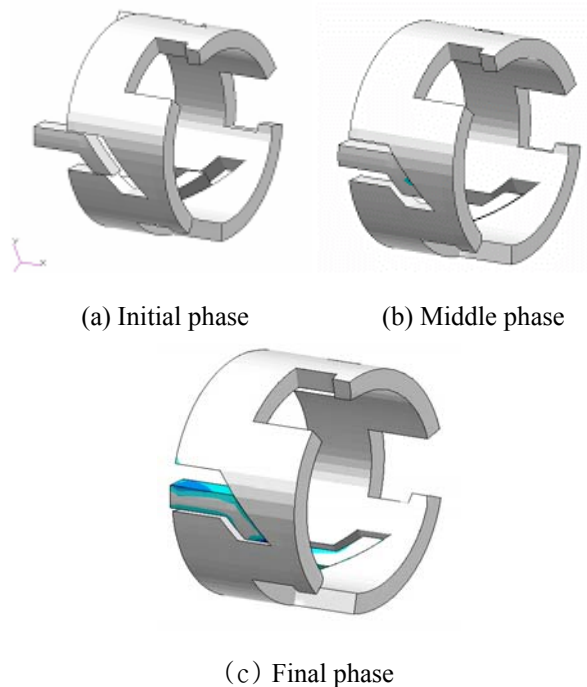
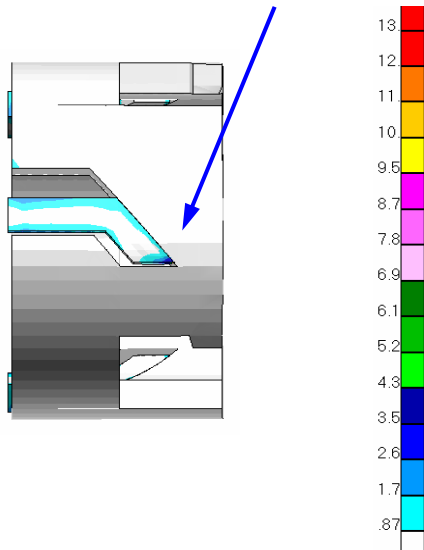


Fig. 7 Contact stress analysis simulation of gauge locking parts between wheel and flange

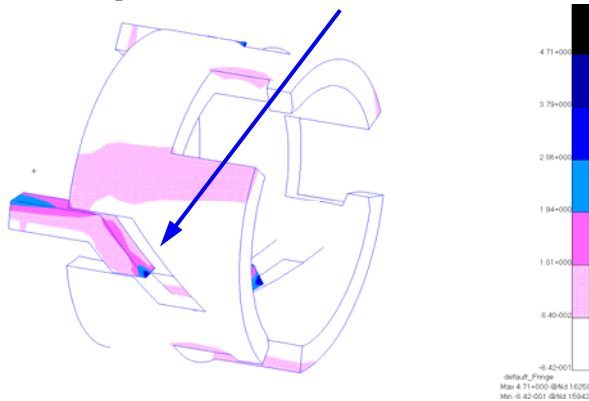
그리고 Fig. 8(a) 및 (b)는 궤간 가변 잠금부품의 플랜지와 잠금기구사이의 접촉 시 발생하는 von-Mises 및 최대 주 응력 분포를 나타낸 것이다.

Max. Stress = 12.5MPa at the end of lever



a) von-Mises stress distribution

Max. Principle stress = 4.71 MPa at the end of lever



b) Maximum principle stress distribution

Fig. 8 Contact stress distribution result of gauge locking parts between wheel and flange

Fig. 8 (a)에서 보는 바와 같이 von-Mises 응력의 최대값은 플렌지 레버의 끝부분에서 12.5MPa 이며, 그림 (b)로부터 최대 주 응력은 동일한 지점에서 4.71MPa 이다. 이로부터 궤간변환구간에서 비교적 작은 응력이 산출되므로 궤간변환구간에서 가이드 레일을 따라 잠금부품들이 올바르게 작동하고 정확한 부품제작이 이루어지면 안전하게 사용될 수 있음을 시사한다.

4. 결론

본 연구에서는 개발중인 궤간가변 윤축시스템의 안전성 검토의 연구의 일환으로서, 궤간 변환구간 및 곡선 부 주행 시 자금부품들 사이의 접촉응력

을 유한요소해석 시뮬레이터를 이용하여 평가하였다. 이것으로부터 얻어진 결론은 다음과 같다.

1) 궤간 가변 구간에서 동역학적 시뮬레이션을 이용하여 궤간 가변 자금장치의 작용하중이력 생성 및 기구학적 메커니즘을 검토하였다. 궤간 변화구간 내 차륜의 위치변경 소요시간은 속도의 증가에 따라 감소되지만, 차륜 최대 변위 값은 일정하다. 이는 기구학적 관점에서 속도에 따른 궤간변환구간에서 윤축시스템의 거동은 일정하다는 것을 시사한다.

2) 현재 개발중인 궤간 가변 잠금부품들의 접촉조건은 아직 미정이므로 건 마찰과 윤활의 조건에서 시뮬레이션을 수행하였다. 속도 별 마찰조건에 따른 최대 접촉력의 변화를 비교하면, 속도에 상관없이 윤활조건보다 건 마찰에서 보다 큰 최대 접촉력이 발생됨을 알 수 있다. 따라서 궤간가변 윤축시스템의 제작 시 자금부품들 사이의 마찰에 의한 접촉력을 완화할 수 있는 방안을 고려해야 된다는 점을 시사한다.

3) 궤간 가변 자금부품의 플렌지와 잠금 기구 사이의 접촉 시 발생하는 von-Mises 응력분포를 평가하였다. 이 때의 최대응력은 플렌지 레버의 끝부분에서 12.5MPa 이며, 최대 주 응력은 동일한 지점에서 4.71MPa 이다. 이로부터 궤간변환구간에서 비교적 작은 응력이 산출되므로 궤간변환구간에서 가이드레일을 따라 자금부품들이 올바르게 작동하고 정확한 부품제작이 이루어지면 안전하게 사용될 수 있음을 시사한다.

후 기

본 연구는 국가교통핵심기술개발사업의 일환으로 건설교통부의 연구지원에 의해 이루어졌습니다.

참고문헌

- (1) H-S Na, S-H Jang, J-S Han, The 2004 Spring Conference for Railway, pp. 645~651.
- (2) J. L Sanchez-Gonzalez, 1984, "Variable gauge axle," Rail International, pp. 139~148.
- (3) W. Saliger, 2000, "Gauge-Adjustable Wheelsets," Rail International, pp. 7~13.
- (4) Brochure, SUW2000, "Polish System of Automatic Track Gauge Changing For Wagons, Coaches And Traction Vehicles in Transcontinental Railway Traffic,"

- (5) D-W Lee, D-S Bea, J-S Han, S-H Jang, H-S Na, The 2004 Spring Conference for Railway, pp. 773~777.
- (6) Y-J Lee, D-S Bea, W-G Kim, S-H Jang, J-S Han, The 2005 Spring Conference for Railway, pp. 379~384.
- (7) S-H Jang, H-S Na, J-S Han, The 2005 Spring Conference for Railway, pp. 281~284.
- (8) UIC 510-4, 2nd ed., 2002, "Wagons -- Variable-gauge running gear for 1435 mm/1520 mm and 1668 mm -- Recommendations for bilateral agreements".
- (9) MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.ADAMS.
- (10) MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.PATRAN.
- (11) MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.MENTAT.
- (12) MSC. SOFTWARE, 2005, MSC.MARC.