

유지보수용 고속주행시험기의 개념설계 및 동적모델 제시 연구

A Study on Conceptual Design and Dynamic Model of High-Speed Roller Rig for Maintenances

신광복[†] · 구준성* · 이대봉** · 이은규**

Kwang-Bok Shin · Jun-Sung Goo · Dae-Bong Lee · Eun-Gyu Lee

Abstract The objective of this research is to design the roller rig for the maintenances of high-speed train bogies operated on the tracks. Roller rigs have been studied and researched to develop the faster, safer and more efficient railway system. It is to reduce the time of testing vehicles and to make as wide a range of tests available as possible. Therefore, it is very important issue to check and evaluate the dynamic responses of high-speed train after several years of operation. This paper presents a study on the conceptual design and dynamic model to develop the roller rig for the routine maintenances of high-speed trains bogies with maximum speed of 350km/h. ANSYS was used to analyze the wheel/roller's contact behavior of driving axle and ADAMS was used to verify and analyze the dynamic behaviors of roller rig.

Keywords : High-speed train, ADAMS, Roller Rig

요 지 본 연구에서는 고속 철도차량의 유지보수용 주행시험기에 대한 개념설계와 동적모델 제시에 대한 연구를 진행하였다. 주행시험기는 철도차량에 대한 성능시험을 실제 레일 위에서 보다 많은 시간을 절약하여 다양한 시험을 실시할 수 있는 장비이다. 고속화되는 철도차량의 정밀 점검을 위해 유지 보수용 주행시험기의 새로운 사양의 설계에 대한 연구를 진행 하였으며, 국내 고속철도 차량을 기준으로 350km/h급의 개념설계와 동적모델을 제시하였다. ANSYS는 휠/롤러의 접촉거동에 대한 구동축 해석에 사용되었으며, ADAMS는 주행시험기의 동적거동과 특성에 대한 해석에 적용하였다.

주요어 : 고속주행시험기, 고속철도차량, 개념설계

1. 서론

주행시험기(roller rig)는, 레일에 해당하는 롤러(roller)에 차량 또는 대차를 설치하여 주행상태를 재현하는 장치로써, 철도차량의 사행동, 주행안정성 및 주행성능에 대한 특성을 파악하는데 목적이 있다[1]. 이 장비는 롤러를 통해 무한궤도의 차량주행을 구현하여 차량의 차륜과 레일 사이에서의 상호작용에 대한 연구를 수행하고, 철도차량의 주행특성과 차체의 안정성을 평가한다. 따라서, 주행시험기는 국제적으로 수많은 연구 개발을 통해 철도차량의 기술적 발전을 이

룩하는데 도움을 주고 있다[2].

국내의 경우 한국철도기술연구원에서 고가의 비용을 투자하여 연구개발용 주행시험기를 제작하였으나 시험운행 중에 있으며, 대전 정비창의 주행시험기는 장비가 구현할 수 있는 속도가 70km/h 이하로 저속이며, 시설이 낙후되어 있다. 따라서, 저가의 개발 비용으로 철도차량의 유지보수를 위한 고속의 주행시험기에 대한 연구 개발이 필요한 실정이다.

본 연구에서는 고속화된 철도차량의 유지보수에 필요한 주행특성과 구조결함에 대한 평가가 가능한 350km/h급의 유지 보수용 주행시험기의 개념 설계안을 제시하고자 한다. 주행시험기의 설계사양으로는 대차 한 대 분량의 주행상태를 구현하고, 국내에서 운행되는 대차의 축 간격에 따라 후두부 롤러가 가변되도록 설계하였다. 또한, 설계된 모델은 동적해석 프로그램 ADAMS를 이용하여 동적모델을

[†] 책임저자 : 정회원, 한밭대학교 기계설계공학과 교수
E-mail : shin955@hanbat.ac.kr

TEL : 042-821-1156 FAX : (042)821-1587

* 한밭대학교 기계설계공학과 경량구조 및 CAE 실험실

**우진산전(주) 기술연구소

제시하여 주행 특성을 검증하였고, 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 통해 구조안전성을 평가하였다.

2. 주행시험기의 설계 및 동적모델

2.1 주행시험기의 제원

본 연구에서 제시된 주행시험기는 국내에서 운행 중인 철도차량의 대차에 따른 현가장치, 프레임의 구조적 결합, 차량의 차륜과 축연결부에 대한 결합을 파악할 수 있는 시스템으로 설계하였다. 또한, 제작 사양에 대한 주행 데이터와 시험 대차에 대한 중수검사를 실시하여 데이터의 비교분석을 통해 대차에서 발생할 수 있는 결함을 확인하도록 하였다. 주행시험기의 시험방식은 RTU방식을 기반으로 하며, 곡선 주행은 좌우측 퀘조륜의 회전속도 차이를 통하여 모사하도록 설계하였다. 이때, 회전속도의 차이는 좌우측에 모터를 각각 설치하여 조정할 수 있도록 하였다.

주행시험기 설계사양은 Table 1에 나타난 주요 제원을 바탕으로 설계를 수행하였고, 실제 대차의 운행조건을 고려하여 레일의 역할을 하는 롤러는 국제규격 UIC-60레일을 사용하였다[3]. 가상 주행시험을 실시하기 위한 대차 모델은 H형 프레임의 고속철도 차량의 대차를 사용하였다.

Table 1. Principle data of roller rig

Part	Specification
Motor	1500kW
Bevel gear	Rate 1 : 1.35
Roller axle	150mm
Roller	1370mm
Bearing/Housing	22224EAE4 / SN224
Flange coupling	In 135mm
Universal coupling	Exchangeable go by test
Disk coupling	Out 135mm In 70-80mm
	Out 135mm In 80-100mm

2.2 주행시험기의 개념설계

현재 국내/외에서 개발된 주행시험기는 대차 한 대 또는 철도차량 한 대에 대한 주행성능을 주로 평가한다[4]. 일반적인 주행시험기는 철도차량의 연구 및 개발을 위해 제작되고 있지만[5], 본 연구에서는 상업 운행 중인 대차의 중수검사를 목적으로 설계를 하였다. 즉, 대차 한 대에 철도차량 가상 질량체(dummy)를 얹어 대차의 주행성능평가가 가능한 모델을 제시하였다. 설계 진행은 주행시험에서 가장 높은 하중을 받는 구동축과 무한궤도레일의 역할을 수행하는 롤러, 철도차량의 대차에 대한 축 간격 가변시스템 부

분으로 나누어 진행하였다.

2.2.1 구동 축 설계

철도차량의 주행테스트는 수 십톤의 외력 하중에 대해 여러 가지 변수를 고려해야 하기 때문에 설계 시 주의해야 할 사항들이 매우 많다. 본 연구에서 설계의 주안점은 대차의 높은 하중을 지탱해야 하는 구동축으로 선정하여 그 외 부수적인 베어링과 플러머 블록에 대한 설계를 순차적으로 진행하였다. 이때, 구동축의 직경은 축의 양 쪽이 지지되어 회전하는 물체의 직경을 구하는 식 (1)을 적용하였다[6].

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1}{\tau_a} \sqrt{(k_m \times M^2) + (k_t \times T^2)}} \quad (1)$$

여기서, d 는 구동축의 직경, τ_a 는 비틀림 강도, M 은 최대 휨 모멘트, T 는 회전 토크, k_m 은 모멘트에 대한 동적하중계수와 k_t 는 토크에 대한 동적하중계수를 의미한다.

식 (1)에서 구한 축의 직경은 78mm이었으나, 장비에서 발생할 수 있는 다양한 변수를 고려하여 약 1.5~2배의 안전계수를 곱하여 선정하였다. 따라서, Fig. 1에서 보는 바와 같이 도면에서 나타난 구동축의 직경은 100~150mm이고, 총 길이는 1260mm의 단일축으로 설계하였다. Fig. 2는 선정된 축의 직경에 따른 롤러부의 3차원 모델을 나타내고 있다.

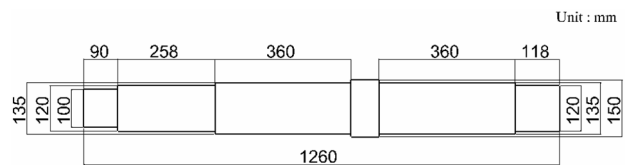


Fig. 1. The 2-D drawing of axle

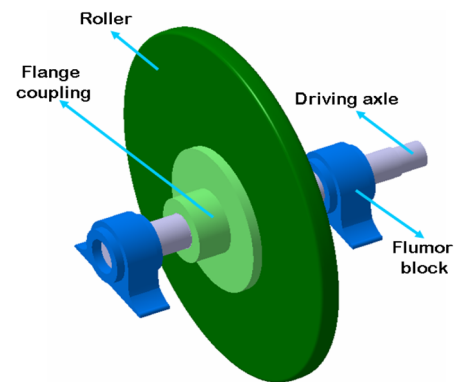


Fig. 2. 3-D conceptual design of axle

2.2.2 롤러의 설계

롤러는 회전운동을 통해 레일의 무한궤도운동을 구현하여

2.3 ADAMS/View를 이용한 가상주행시험

설계된 주행시험기는 동특성 해석 프로그램 ADAMS를 사용하여 대차의 주행성능과 구동축에 발생하는 외력을 확인하였다. 주행시험 대차모델은 Fig. 7과 같이 H형 프레임의 고속철도 차량용 대차를 사용하였다.

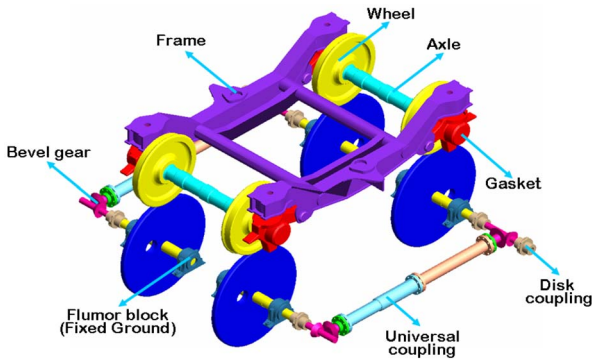


Fig. 7. Simulation models of roller rig and bogie

시험대차를 구동 하는데 필요한 주행시험기 모델은 롤러, 구동축, 동력 전달축, 플러머 블록(flumor block), 기어부와 커플링(coupling)으로 구성되어 있다. 이때, 플러머 블록은 지면으로부터 주행시험기를 고정하고, 디스크 커플링(disk coupling)은 시간구배에 따른 각속도를 입력하여 롤러부의 동력이 전달될 수 있게 하였다.

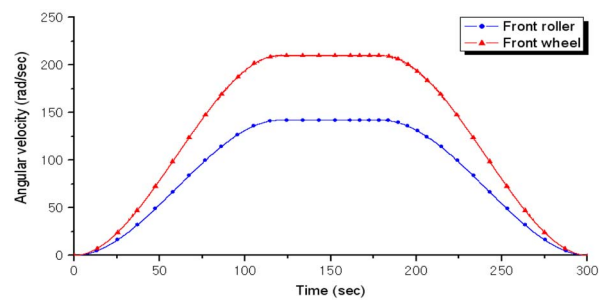
Table 2. Contact algorithm between wheel and roller

Type	Value	Type	Value
Normal force	Impact	Friction force	Coulomb
Stiffness force (N)	1.0E5	Static coefficient (μ)	0.7
Spring stiffness Kz (MN/m)	1.346	Dynamic coefficient (μ)	0.45
Force exponent	2.2	Stiction translation velocity (m/sec)	0.001
Damping (Ns/mm)	6050	Friction transition velocity (m/sec)	0.5
Penetration depth (mm)	0.1	Bogie weight (ton)	40

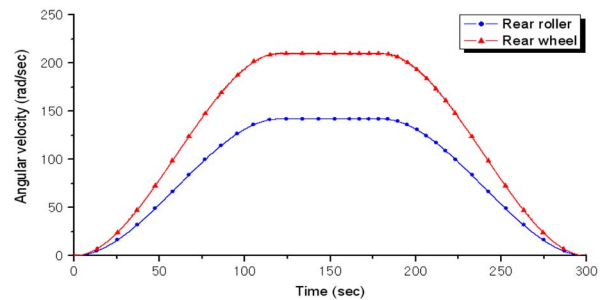
대차의 동적거동을 확인하기 위해 롤러와 대차의 차륜 사이에는 마찰에 의한 충격 접촉(impact contact)조건을 적용하였다. 주행시험기의 경우 지면에 고정되고, 그 위에 대차차량이 놓이게 된다. 이때, 주행 시 발생한 진동으로 인해 차륜/궤조륜에 충격이 발생하기 때문에 충격접촉을 적용하였다. 접촉변수 값들은 Table 2와 같이 국내 철도차량에 대한 가상 주행시험에 사용된 데이터를 기반으로 하여 시험

대차의 연구 조건에 맞도록 감쇠계수를 변경하여 적용하였다[8]. 주행 시간구배는 가속구간 100초, 정속구간 100초와 감속구간 100초로 선정하였다.

시험대차의 차륜은 궤조륜의 최상위에 위치시키기 위해서 대차의 전후/좌우 자유도 및 3축 회전에 대한 자유도를 모두 구속하고, 상하 변위만 발생할 수 있도록 하였다. 이에 차륜축은 프레임과 연결된 개스킷에 의해 고정되어 궤조륜의 최상위에 위치하게 된다. 단, 주행 시 발생하는 진동으로 인해 미세한 위치변화가 발생할 수 있다.



(a) Front roller and wheel



(b) Rear roller and wheel

Fig. 8. Angular speed curves between roller and wheel

Fig. 8은 대차의 최고속도 구현에 대한 시뮬레이션 결과를 나타낸 것으로 롤러의 최고 각속도를 142rad/sec로 설정하였을 때, 대차의 휠은 접촉에 의해 최고 각속도가 210 rad/sec이 된다. 휠 각속도를 직선속도로 변환하면 350km/h가 되어 연구 목적에 맞는 속도가 구현되는 것을 확인할 수 있었다. 이때, 전두부와 후두부 휠의 각속도가 동일하게 나오는 것은 동력전달에 따른 손실이 발생하지 않는 상태로 가정하여 주행시험을 실시하였기 때문이다. 한편, 주행 초기에 차량의 차륜이 롤러 위에서 초기 미끄럼(sliding)현상이 발생하는데, 이는 접촉변수에 적용된 마찰계수의 영향에 기인한 것이다.

Fig. 9는 롤러와 차량 차륜의 접촉주행에서 발생하는 차체 수직 상태의 진동상태를 나타낸 것이다. 이때, 차량의 진폭 증가는 불안정한 상태를 나타내고, 진폭이 감소하거

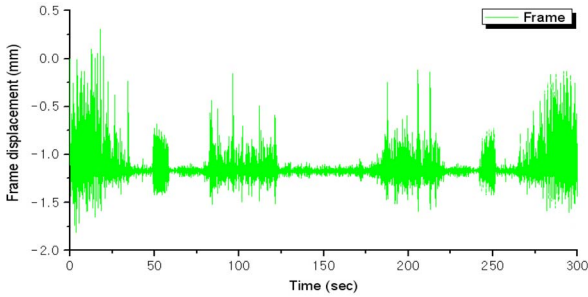


Fig. 9. The vertical displacement history curve of frame

나 일정할 때는 안정한 상태를 나타낸다. Fig. 9에서 보듯이 주행시험을 통한 대차의 주행상태는 초기 가속구간, 가감속 중반부, 가속에서 정속으로 변경되는 구간에서 불안정한 상태를 나타내고 있다. Fig. 10은 차륜에서 발생한 좌우변위를 나타낸 것으로 Fig. 9의 50~60초 사이에 발생한 프레임의 상하변위가 차량 차륜의 좌우 가변과 연관됨을 보여준다. 이때, 차륜의 가변은 50초를 기점으로 발생하였고 60초 이후로 감소하여 80초 지점에서 안정되는 것을 확인할 수 있다. 이에, 프레임의 상하변위는 이중코일스프링의 영향을 받아 상하로 진동하면서 차륜의 변위가 감소하는 60초를 기점으로 안정화 된다고 판단되었다.

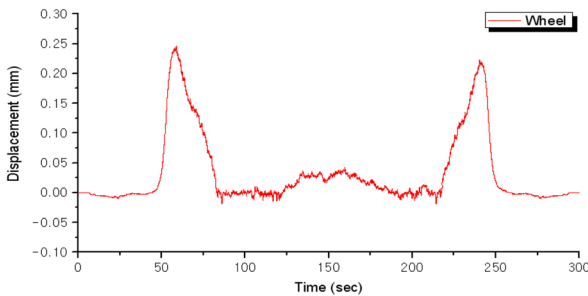


Fig. 10. The lateral displacement curve of front wheel

Fig. 10에서 나타난 전두부 휠의 횡방향 변위곡선 결과를 통해 주행시험을 실시한 대차의 경우 가감속 중반부에서 차체진동의 영향을 받아 좌우 변위가 크게 변화하는 것을 알 수 있다.

ADAMS를 이용한 가상주행시험을 통해 대차의 최고속도의 구현, 프레임의 상하변위와 차륜의 좌우변위에 대한 데이터를 도출이 가능하였으며, 이는 실제 모델이 제작되었을 때, 가상주행시험과 실제 주행시험에 대한 데이터가 구축되면 대차의 결함여부를 판단하는 기초 데이터로 활용할 수 있을 것이다.

2.4 최대 접촉하중에 대한 구조 안전성 평가

가상 주행시험을 통해 롤러 위에서 구동하는 차량은 접촉변수의 영향으로 진동이 발생하는 것을 확인하였다.

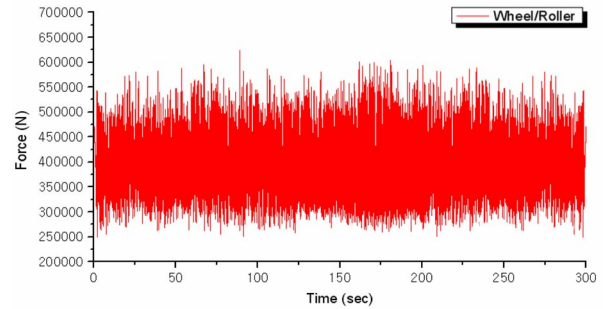


Fig. 11. The right wheel/roller contact force

차량에 발생한 진동은 Fig. 11에서 보듯이 롤러에 가해지는 반력의 크기를 변화시킨다. 이때, 휠과 롤러의 접촉에 의해 발생하는 최대접촉하중은 접촉하중이력 선도의 가속구간 71.65초에서 670kN으로 확인되었다.

도출된 하중 값을 적용하여 유한요소해석 프로그램인 ANSYS에서 구조해석을 수행하였으며, 이 때 사용된 유한요소모델은 Fig. 12와 같다.

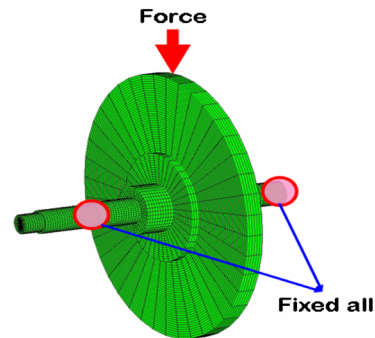


Fig. 12. The FE model and boundary conditions of wheel-axle

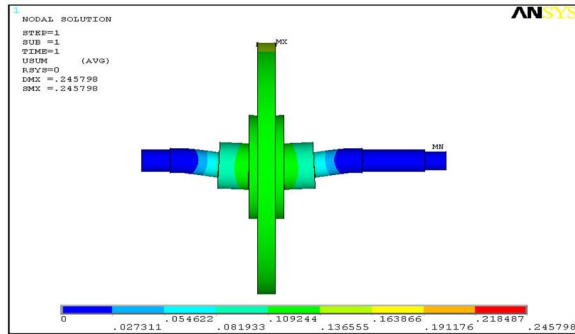
유한요소해석에 사용된 요소는 솔리드 185번이며, 하중 조건은 모델의 상부노드에 최대 접촉하중인 670kN을 적용하였다. 이때, 베어링과 플러머 블록이 위치하는 지점은 자유도를 모두 구속하였다.

일반적으로 고속, 고하중의 축의 경우 SM20C~SM50C, SF, SCM과 SNCM 등의 강재를 사용하는데, 본 연구에서는 SM45C를 선정하였으며, 물성은 Table 3과 같다.

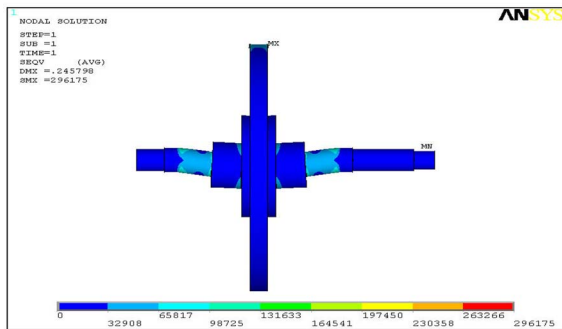
Fig. 13(a)는 최대접촉하중에 대한 변위결과를 나타낸 것으로서 최대 0.246mm의 처짐이 발생하였다. 이때, 결과 값은 축 지름에 비해 매우 작아 안전함을 보였다. Fig. 13(b)

Table 3. The property of SM45C Steel

Properties	Value
Density (kg/m ³)	7,850
Elastic modulus (GPa)	210
Poisson's ratio	0.290
Yield stress (MPa)	515



(a) Displacement



(b) Von-Mises Stress

Fig. 13. The result of Structural analysis of axle

는 최대 접촉하중에 대한 Von-Mises 응력분포로서 최대 296.18MPa이 발생하였다. 이때, 축의 항복응력 값이 515MPa로써 강도 측면에서도 안전함을 확인하였다.

롤러의 회전으로 휠과 접촉되는 위치는 시간에 따라 변화하고, 접촉되는 위치에 따라 받는 하중이 다르기 때문에 과도해석을 실시해야하지만, 계산시간이 매우 많이 소요되며 최대 하중에 대한 정하중 해석에서 충분히 안전한 상태인 것을 확인하여 과도해석은 실시하지 않았다.

3. 결론

본 연구에서는 350km/h급의 유지 보수용 주행시험기에 대한 개념설계안을 제시하고, 설계에 대한 타당성을 동적

주행성능해석과 구조해석을 통해 검증하여 아래와 같은 결론을 도출하였다.

(1) 본 연구에서 설계된 350km/h급의 유지보수용 주행시험기는 직선운동과 곡선운동이 구현 가능한 모델로써, 축간격 가변시스템의 적용으로 국내에서 운행되는 철도차량(세마을호, KTX)의 모든 대차를 시험할 수 있도록 설계하였다.

(2) 동특성 해석 프로그램인 ADAMS를 통해 주행시험기의 주행성능 평가를 위한 동적모델을 제시하였고, 이를 통해 대차의 시험 설계 목표인 350km/h에 도달하는 것을 확인하였다.

(3) 대차 차륜과 롤러의 최대접촉하중에 대한 구동축의 구조적 안전성을 검증한 결과 축의 구조강성과 강도가 안전한 것으로 확인되었다.

(4) 향후 본 연구에서 설계된 주행시험기는 실제품을 제작하는데 필요한 사양을 제시할 수 있다.

(5) 철도차량 차륜과 주행시험기 케조륜간의 접촉조건에 대한 추가적인 연구를 통해 실제주행과 동일한 동적 시뮬레이션이 가능하도록 진행할 것이다.

참고 문헌

1. 최경진, 권영필, 남성원 (1998), “차량 주행시험대 개선 및 자동진단 방안 연구”, 연구보고서, KRRI 연구 1998-12, 한국철도기술연구원, pp.24-27.
2. Alfred Jaschinski, Hugues Chollet and Simon Iwnicki (1999), “The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics”, Vehicle System Dynamics, 31, Swets & Zeitlinger, pp.345-392.
3. 허현무 (2006), “차륜/케조륜 기하학적 접촉특성에 관한 연구”, 한한국철도학회 논문집, 제9권, 제5호, 한국철도학회, pp.618-623.
4. Rao V. Dukkipati (2001), “Lateral stability analysis of a railway truck on roller rig”, Mechanism and Machine Theory, pp. 189-204.
5. Weihua Zhang, Jianzheng Chen, Xuejie Wu, and Xuesong Jin (2002), “Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig”, ELSRVIER, Wear 253, pp.82-88.
6. 강형모, (2000), “기계설계공학”, 구민사, pp.201-254.
7. Simon Iwnicki (2006), “Handbook of Railway Vehicle Dynamics”, Taylor & Francis Group, pp.463-506.
8. 양도철, 최성규, 정홍채 (2004), “철도 차량 Virtual Engineering 기술개발”, 연구보고서, KRRI 연구 04-88, 한국철도기술연구원, pp.255-26.

(2007년 12월 24일 논문접수, 2008년 3월 24일 심사완료)