

< 논문 >

틸팅 차량용 시뮬레이터 개발을 위한 철도차량 모델링

김정석[†] · 김남포^{*}

(2004년 12월 17일 접수, 2005년 8월 8일 심사완료)

A Study on a Dynamic Modelling for the Development of the Tilting Train Simulator

Jung-Seok Kim and Nam-Po Kim

Key Words : Tilting Train(틸팅열차), Railway Vehicle Dynamics(철도차량 동역학), Realtime(실시간), Simulator(시뮬레이터), Lateral Acceleration(횡가속도)

Abstract

This paper presents a dynamic model of railway vehicle for the development of a 6-axis tilting train simulator. The tilting train simulator will be used to verify the tilting electronics and tilting control algorithm that are to be applied to the Korean tilting train. The tilting train simulator is composed of 6 electric-driven actuators, a track generation system, a graphic user interface, and a visualization system with a 1600mm-diameter dome screen. The each system shares the data by means of ethernet network in realtime. In this study, a train model of 9-DOF with a force generation system to tilt train body has been developed. The dynamic analysis for the straight track running and curve negotiation of a railway vehicle can be performed in the model. In this study, a verification study for the application of the model to the simulator has been conducted under curving situation on the track with different radii.

1. 서론

시뮬레이터란 현실은 아니지만 현실에 가까운 상황을 구현해내는 장비로 일명 가상현실장치라고도 한다. 이러한 시뮬레이터는 군사 장비훈련이나 교육용으로 활용되기 시작했다. 그 대표적인 예가 항공기 조종훈련 시뮬레이터이다. 항공기 시뮬레이터에는 다양한 비행상황을 설정할 수 있고, 조종사의 조종기술 향상을 위해 중앙 통제 센터가 있으며 통제관과 전산장비들이 포함되어 있다. 시뮬레이터는 항공기뿐만 아니라 최근에는 자동차⁽¹⁻⁵⁾나 선박⁽⁶⁾ 등에서도 많이 응용되고 있

다. 자동차 분야에서는 검증된 자동차 모델을 통해 실물 제작 이전에 다양한 주행시뮬레이션을 수행함으로써 개발 비용과 시간을 단축시키는데 활용되고 있다.

시뮬레이터를 적용한 교육, 승차감 평가 및 성능평가 등의 연구가 다양한 분야에서 수행되고 있지만 철도분야에서는 이러한 접근이 상대적으로 빈약한 실정이다.⁽⁷⁾ 특히 틸팅열차의 경우에는 국내 개발경험이 없기 때문에 이러한 시뮬레이터 활용을 통해 차량 개발이전에 다양한 시험을 할 수 있는 장점이 있다. 따라서, 틸팅열차 개발이전에 이러한 틸팅열차 시뮬레이터를 개발하여 틸팅 시스템에 대한 신뢰성 및 핵심 데이터를 확보하는 것은 필수적이다.

틸팅이란 곡선부를 주행할 때 차체를 곡선의 내측으로 기울이게 하여 곡선부 주행시 발생하는 원심가속도의 횡방향 성분을 중력가속도의 횡방향 성분으로 감쇄시켜 승객들이 느끼는 횡가속도를 저감시키는 기술이다. 철도차량에 이와 같은

[†] 책임저자, 회원, 한국철도기술연구원

E-mail : jskim@krri.re.kr

TEL : (031)460-5663 FAX : (031)460-5699

^{*} 한국철도기술연구원 기촌철도기술개발사업단

틸팅 기술을 적용하면 승차감 향상뿐만 아니라 곡선부 통과속도를 증가시킬 수 있다.⁽⁷⁾ 이에 따라 운행시간 단축, 곡선부 통과시 가감속 빈도의 감소를 통한 에너지 소비 저감 등 다양한 이점이 있다. 이러한 틸팅 기술은 유럽과 일본 등 철도 선진국들에서는 자체기술을 확보하고 있지만 국내에는 아직 독자기술을 확보하고 못하고 있다. 현재 철도기술연구개발사업의 일환으로 한국형 180km/h급 고속 틸팅 열차가 독자개발되고 있으며 Fig. 1은 틸팅 열차의 개념설계된 차체의 전두부 형상이다.

2. 틸팅차량용 시뮬레이터

2.1 틸팅차량용 시뮬레이터의 목적

틸팅 차량 시뮬레이터의 목적은 실제 틸팅 차량의 개발이전에 다양한 운행조건하에서 틸팅 대차에 장착될 차체 틸팅 시스템과 독자개발중인 틸팅 제어알고리즘의 성능을 평가하는 것이다.

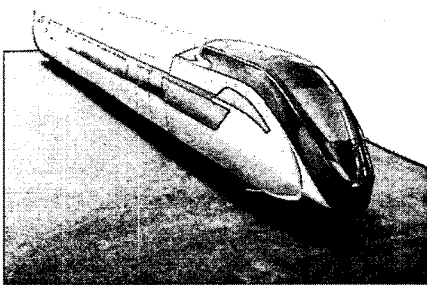


Fig. 1 Concept design of the tilting train

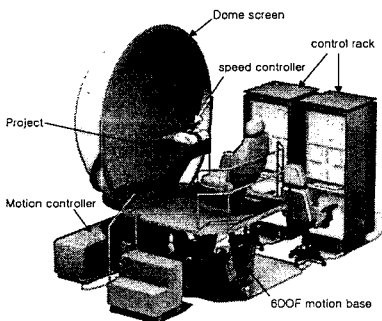


Fig. 2 Schematic diagram of the tilting train simulator

Fig. 2는 본 연구에서 개발한 틸팅 차량 시뮬레이터의 구성도이다. 틸팅 시뮬레이터는 Fig. 2와 같이 직경 1600mm의 돔 스크린, 프로젝터, 6자유도를 갖는 운동판, 운동판 제어장치 및 제어시스템 등의 하드웨어로 구성되어진다.

2.2 틸팅차량용 시뮬레이터의 구성모듈

본 연구에서 제작된 틸팅 차량 시뮬레이터는 아래와 같은 5개의 모듈로 구성되어지며 그 각 모듈들은 실시간으로 연동되어 동작하게 된다.

① 사용자 인터페이스 (GUI)

: GUI 부분은 사용자와 시뮬레이터사이의 인터페이스를 제공하는 부분으로 Visual C++을 이용하여 Fig. 3과 같은 GUI환경을 구축하였다. 여기서는 시뮬레이터의 임무제어, 차량 정보 입력(무게, 강성, 감쇠 등), 선로조건 설정, 차량운동 조건 모니터링, 결과저장 등의 기능을 수행하게 된다.

② 차량동역학 해석 모듈

: 운동판의 구동과 영상 시스템에서 차량의 운동을 실시간으로 구현하기 위해서는 차량의 동적인 정보 즉 변위, 속도, 가속도 등의 정보가 필요하다. 이러한 차량의 동특성은 차량의 동역학 해석을 통해서 계산된다.

③ 틸팅 제어부

: 틸팅 제어부에서는 차량 동역학 해석을 통해서 계산된 차량의 가속도 정보 및 선로조건에서 얻어진 곡선정보를 종합하여 곡선구간에서 차체의 틸팅각을 결정하는 부분이다.

④ 6자유도 운동판

: 틸팅 시뮬레이터의 운동판은 틸팅 차량의 실제운동을 모의하는 부분이다. 차체의 롤링, 선로의 불규칙성에 의한 수직방향 고주파 미세진동, 피칭, 차체의 곡선 주행 시 횡변위 등을 모의할 수 있도록 Fig. 4와 같이 6개의 액츄에이터로 구성하였다. 본 연구에서 구현하고자 하는 운동판은 제어의 정확도와 빠른 응답특성을 고려하여 볼 스크류 형태의 전동식 액츄에이터를 적용하였다. Table 1은 개발된 시뮬레이터 운동판의 운동범위이다.

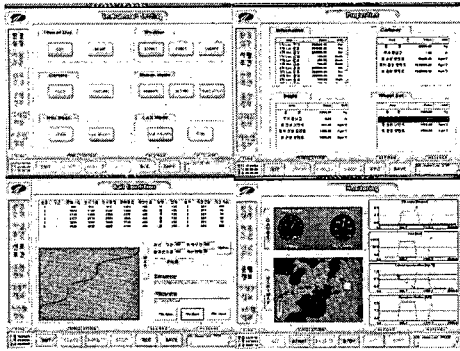


Fig. 3 Graphic user interface of the tilting train simulator

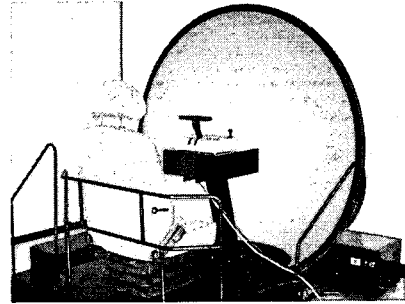


Fig. 5 Dome screen of the tilting train simulator

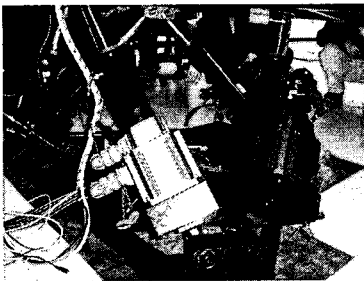


Fig. 4 6-DOF motion base

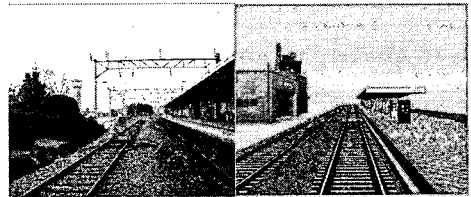


Fig. 6 A real picture and a 3D graphic image

Table 1 Motion range of the 6DOF motion base

| Motion | Range | Velocity | Acceleration |
|--------|--------|----------|----------------------|
| Surge | ±200mm | ±500mm/s | 0.5g |
| Sway | ±200mm | ±500mm/s | 0.5g |
| Heave | ±180mm | ±500mm/s | 0.5g |
| Pitch | ±18° | ±40°/s | ±500°/s ² |
| Roll | ±18° | ±40°/s | ±500°/s ² |
| Yaw | ±20° | ±40°/s | ±400°/s ² |

⑤ 가상현실 영상 시스템

: 가상현실 영상 시스템은 운동관의 운동과 조합하여 탑승자에게 실제감과 몰입감을 극대화하기 위해 Fig. 5와 같이 돔 스크린 투사방식을 채용하였다. 돔 스크린의 직경은 1600mm이고 반구형형상으로 좌우 180도, 상하 135도 까지 시야를 확보할 수 있도록 하였다. 3차원 그래픽 이미지의 구현은 Fig. 6과 같이 실영상을 비디오와 카메라로 촬영한 다음 OpenGL 라이브러리를 이용하여 3차원 영상으로 구현하였다.

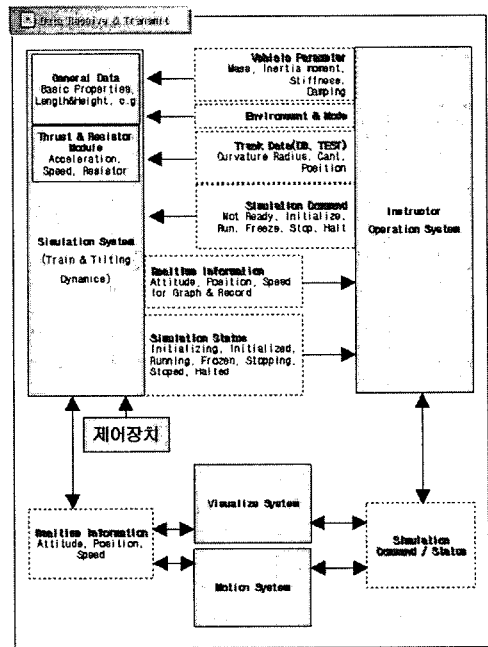


Fig. 7 Interface flow diagram

Fig. 7은 틸팅차량용 시뮬레이터를 구성하는 구성모듈간의 상호 인터페이스에 대한 다이어그램

이다.

3. 철도차량 운동방정식

3.1 틸팅시뮬레이터를 위한 운동방정식

철도차량은 자동차와는 달리 정해진 선로위를 철도차량이 주행하도록 모델링 되어야 한다.^(8,9) 또한 이러한 철도차량의 거동을 정확하게 모델링 하기 위해서는 Fig. 8과 같이 선로의 불규칙성, 휠과 레일의 접촉에 의한 크립하중 및 횡압을 고려하고, 1차현수장치, 2차현수장치, 차체, 대차 및 휠세트의 거동을 모두 고려하여야 한다. 그러나 이러한 모든 조건들을 모델링할 경우 모델링이 방대해지고, 이로 인해 상당한 계산시간이 요구되며 수렴성 또한 확보하기 힘들다. 일반적으로 철도차량의 모델링은 모델을 적용하고자 하는 분야에 따라서 합리적으로 단순화 되어지는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 차량동역학 모듈에서 계산된 차량의 위치, 속도 및 횡가속도 성분은 두 가지 용도로 이용된다. 즉 6자유도 운동판의 각 액츄에이터의 변위로 변환하여 운동판의 움직임을 생성시키고, 가상현실 영상 시스템상에서 차량의 위치와 속도 및 차체의 운동을 3차원 영상으로 실시간으로 시각화시킨다. 또한 본 연구에서 개발 중인 틸팅 차량 시뮬레이터의 목적이 레일의 불규칙도에 의한 진동이나 휠과 레일간의 접촉거동을 고찰하기 보다는 차량이 곡선부 주행시 대차의 횡가속도 성분을 이용하여 차체 승차감의 저하를 최소화 할 수 있는 최적의 틸팅 제어알고리즘의 개발에 기여하는 것이다. 따라서 곡선부주행과 차체의 틸팅이 가능한 모델링이 필수적이다. 또한 차량동역학 해석결과는 실시간으로 운동판 및 영상시스템과 데이터를 교환해야 하므로 가능한 한 단순하면서 정확한 모델을 구현하는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 휠/레일 접촉거동은 고려하지 않았으며 휠세트의 중심은 선로의 증앙을 따라 이동하는 것으로 모델링하였다. 차량 모델링에 적용된 자유도는 차체와 대차의 롤(roll), 요(yaw) 및 횡(lateral)방향 자유도를 고려하였다. 또한 곡선부 주행을 고려하기 위해 곡선반경(radius of curve) 및 캔트(cant)의 시간에 따른 변화율을 고려하였다. 이상의 조건하에 틸

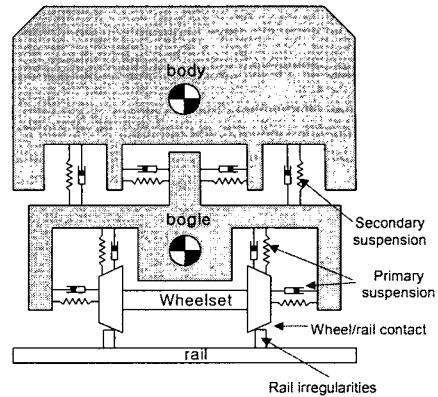


Fig. 8 Schematic diagram of the railway vehicle model for dynamic analysis

팅 차량 시뮬레이터의 구동을 위한 철도차량 모델링은 Fig. 9와 같다.

본 틸팅차량 모델에서 차체와 대차의 롤, 요 및 횡방향 자유동에 대한 운동방정식은 식 (1)~(9)와 같다.

차체 롤 (carbody roll)

$$I_{cx} \ddot{\phi}_c = -M_{act} + h_1 \sum_{i=1}^2 F_{syi} + d_1 (F_{sz1} - F_{sz2}) - m_{cg} h_1 (\dot{\phi}_c + \dot{\phi}_{sc}) - I_{cx} \dot{\theta}_{sc} \quad (1)$$

차체 요 (carbody yaw)

$$I_{cy} \ddot{\psi}_c = I d_{cb} (F_{sy1} - F_{sy2}) + I_{cy} \left(V \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{R} \right) + \dot{\theta}_{sc} \right) \quad (2)$$

차체 횡변위 (carbody lateral)

$$m_c \ddot{y}_c = \sum_{i=1}^2 F_{syi} - m_c \left(\frac{V^2}{R_c} - g \theta_{sc} + h_{yc} \ddot{\theta}_{sc} \right) \quad (3)$$

여기서 θ_{sc} 는 트랙의 캔트를 의미하고, R 은 곡선반경을 의미한다. 위의 식 (1)~(3)에서 알 수 있듯이 곡선주행을 모의하기 위해 캔트와 곡선반경의 변화율을 고려하였다.

전위대차 롤 (front bogie roll)

$$I_{bx} \ddot{\phi}_{b1} = M_{act} + h_3 \sum_{i=1}^2 F_{pyi} + d_1 (F_{pz1} + F_{pz2}) + h_1 F_{sy1} - d_1 F_{sz1} - I_{bx} \ddot{\theta}_{sc} + m_b \frac{V^2}{R_{b1}} h_{gb} \quad (4)$$

전위대차 요 (front bogie yaw)

$$I_{by} \ddot{\psi}_{b1} = I_{bw} (F_{py1} + F_{py2}) + d_2 (F_{pz1} + F_{pz2}) - I_{by} \left(V \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{R_{b1}} \right) + \dot{\theta}_{sc} \right) \quad (5)$$

전위대차 횡변위 (front bogie lateral)

$$m_b \ddot{\phi}_{b1} = - \sum_{i=1}^2 F_{pyi} + F_{sy1} - m_b \left(\frac{V^2}{R_{b1}} - g \theta_{seu1} + h_{gb} \theta_{seu1}'' \right) \quad (6)$$

후위대차 롤 (rear bogie roll)

$$I_{bx} \ddot{\phi}_{b2} = M_{act} + h_3 \sum_{i=3}^4 F_{pyi} + d_1 (F_{pz3} + F_{pz4}) + h_1 F_{sy2} - d_1 F_{sz2} - I_{bx} \theta_{seu2}'' + m_b \frac{V^2}{R_{b2}} h_{gb} \quad (7)$$

후위대차 요 (rear bogie yaw)

$$I_{bz} \ddot{\psi}_{b2} = l_{bw} (F_{py3} + F_{py4}) + d_2 (F_{pz3} + F_{pz4}) - I_{bz} \left(V \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{R_{b2}} \right) + \theta_{seu2}'' \right) \quad (8)$$

후위대차 횡변위 (rear bogie lateral)

$$m_b \ddot{\phi}_{b2} = - \sum_{i=3}^4 F_{pyi} + F_{sy2} - m_b \left(\frac{V^2}{R_{b2}} - g \theta_{seu2} + h_{gb} \theta_{seu2}'' \right) \quad (9)$$

1차 현수장치의 변위 및 하중은 식 (10)~(12)와 같다.

길이방향 하중 및 변위

$$F_{pxi} = -2K_{pz} S_{pxi} - 2C_{pz} \dot{S}_{pxi}, \quad (10)$$

$$S_{pxi} = d_2 \psi_{bj} + d_2 \psi_{wi}$$

횡방향 하중 및 변위

$$F_{pyi} = -2K_{py} S_{pyi} - 2C_{py} \dot{S}_{pyi}, \quad (11)$$

$$S_{pyi} = y_{bj} + h_3 \phi_{bj} \pm l_{bw} \theta_{bj} - y_{wi}$$

수직방향 하중 및 변위

$$F_{pzi} = -2K_{pz} S_{pzi} - 2C_{pz} \dot{S}_{pzi}, \quad (12)$$

$$S_{pzi} = d_2 \phi_{bj} \pm l_{bw} \theta_{bj} + d_2 \phi_{wi}$$

여기서 $i=1, 2$ 는 전위대차를 $i=3, 4$ 는 후위대차를 의미하고 $j=1$ 은 전위대차를 $j=2$ 는 후위대차를 의미한다.

2차 현수장치의 변위 및 하중은 식 (13)~(14)와 같다.

횡방향 하중 및 변위

$$F_{syi} = -2K_{sy} S_{syi} - 2C_{sy} \dot{S}_{syi}, \quad (13)$$

$$S_{syi} = d_1 \phi_c + l_{cb} \theta_c - d_2 \phi_{bi}$$

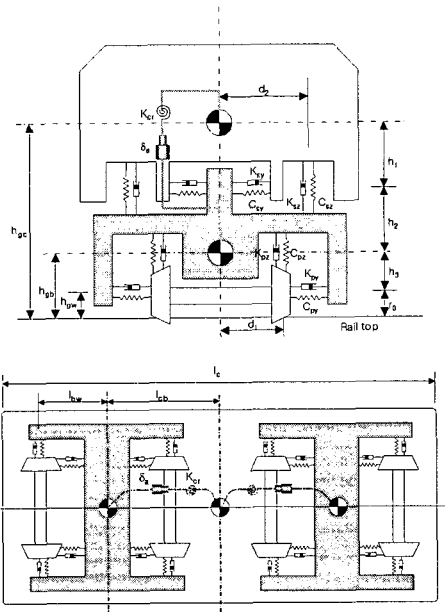


Fig. 9 Dynamic model for the tilting train

수직방향 하중 및 변위

$$F_{szi} = -2K_{sz} S_{szi} - 2C_{sz} \dot{S}_{szi}, \quad (14)$$

$$S_{szi} = -h_1 \theta_c - h_2 (\theta_c - \theta_{bi})$$

여기서 $i=1$ 은 전위대차를 $i=2$ 는 후위대차를 의미한다.

전술한 바와 같이 틸팅차량은 곡선부에서 차체를 곡선내측으로 기울여서 승객이 느끼는 미보상 횡가속도(uncompensated lateral acceleration)를 저감시키는 기술이므로 이러한 차체를 틸팅시키기 위한 회전모멘트를 발생시키기 위해 Fig. 9와 같이 강성 K_{cr} 을 갖는 스프링요소를 적용하였으며 차체와 대차사이의 상대변위를 최소화하기 위해 엔티롤바 역시 모델링 하였다. 본 연구의 모델링에서 엔티롤바는 차체를 틸팅시키기 위한 변위 (δ_a)를 발생시키고 차체와 대차간의 상대 변위량을 조절할 수 있는 강성을 갖는 장치이다. 틸팅 모멘트와 변위는 식 (15)와 같다.

$$M_{act} = -K_{cr} S_{cr}, \quad (15)$$

$$S_{cr} = \phi_c - \frac{\phi_{b1} + \phi_{b2}}{2} - \delta_a$$

Table 2 Stiffness and damping of the suspensions

| Symbol | Description | Unit | Value |
|--------------|--------------------------------|--------|--------|
| $K_{\rho x}$ | Primary longitudinal stiffness | N/m | 200000 |
| $K_{\rho y}$ | Primary lateral stiffness | N/m | 200000 |
| $K_{\rho z}$ | Primary vertical stiffness | N/m | 200000 |
| $C_{\rho x}$ | Primary longitudinal damping | Ns/m | 100 |
| $C_{\rho y}$ | Primary lateral damping | Ns/m | 100 |
| $C_{\rho z}$ | Primary vertical damping | Ns/m | 100 |
| K_{cr} | Antiroll bar stiffness | Nm/Rad | 300000 |

Table 3 Length of the vehicle model

| Symbol | Description | Unit | Value |
|----------|--|------|-------|
| d_1 | Half of primary spring spacing (lateral) | mm | 900 |
| d_2 | Half of secondary spring spacing (lateral) | mm | 1000 |
| h_1 | Vertical distance from vehicle cg. to Sec. spring | mm | 900 |
| h_2 | Vertical distance from bogie cg. to Sec. spring | mm | 250 |
| h_3 | Vertical distance from bogie cg. to primary spring | mm | -90 |
| h_{gc} | Height between track base and car body cg point | mm | 1520 |
| h_{gb} | Height between track base and bogie cg point | mm | 445 |
| h_{gw} | Height between track base and wheelset cg point | mm | 430 |
| l_{bw} | Long. distance form bogie cg. to primary spring | mm | 1300 |
| l_{cb} | Long. distance form bogie cg. to carbody cg. | mm | 4385 |
| l_c | Long. total length of vehicle | mm | 24500 |

4. 차량동역학 해석결과

4.1 차량 특성치 및 선로

본 차량동역학 해석을 위해 적용된 차량의 무게와 대차의 무게는 각각 46000kg과 2068kg이다.

Table 2는 본 해석에 적용된 1차현수장치의 강성 및 감쇠계수를 나타낸 것이다.

Table 3은 본 차량모델의 주요부분의 길이를 나타낸 것이다.

Table 4 Track data of Jungang line between YoungJu and PyungGi city

| 구간 | 완화곡선 시점 (km) | 원곡 시점 (km) | 원곡 종점 (km) | 완화곡 선종점 (km) | 곡선 반경 (m) | 방향 | 켄트 (mm) |
|-----------|--------------------|------------------|------------------|--------------------|-----------------|----|------------|
| 풍기- 안경 | 206.405 | 206.469 | 206.840 | 206.904 | 400 | 우 | 80 |
| | 207.843 | 207.910 | 208.012 | 208.079 | 500 | 우 | 100 |
| | 208.162 | 208.226 | 208.508 | 208.572 | 400 | 좌 | 90 |
| | 209.254 | 209.296 | 209.409 | 209.451 | 800 | 좌 | 80 |
| 안경- 영주 | 212.634 | 212.688 | 212.878 | 212.942 | 400 | 좌 | 100 |
| | 214.610 | 214.674 | 214.742 | 215.207 | 400 | 우 | 90 |
| | 215.603 | 215.658 | 215.890 | 215.946 | 600 | 우 | 80 |
| | 216.222 | 216.257 | 216.294 | 216.329 | 900 | 좌 | 50 |
| | 216.487 | 216.538 | 216.735 | 216.786 | 600 | 좌 | 80 |

Table 5 Track data applied to the dynamic analysis

| 곡선반경(m) | 방향 | 켄트(mm) |
|---------|----|--------|
| 400 | 우 | 80 |
| 500 | 우 | 100 |
| 800 | 좌 | 60 |
| 400 | 좌 | 100 |
| 400 | 우 | 90 |
| 600 | 좌 | 80 |

이상의 과정을 통해서 완성된 틸팅차량의 동역학 해석모델의 검증을 위해 틸팅 차량이 다양한 곡선반경을 갖는 곡선부를 주행하는 조건에서 동역학 해석을 수행하였다. 해석을 위한 선로조건은 실제 틸팅차량이 투입될 노선인 중앙선의 영주-안경-풍기 구간에 대한 실측자료를 바탕으로 약 5km의 구간을 추출하여 사용하였다. Table 4는 중앙선의 영주-안경-풍기 구간의 실측데이터이다.

Table 4에서 각 곡선과 시점의 거리는 청량리역을 기점으로 했을 때의 거리이다. 본 해석에서는 Table 4의 중앙선 영주-풍기구간 중 5개 곡선구간을 Table 5와 같이 추출하여 선로모델링에 적용하였다. Table 5는 실제해석에 적용된 선로데이터이다.

4.2 해석결과

본 해석에서는 곡선반경이 400m이고, 켄트가

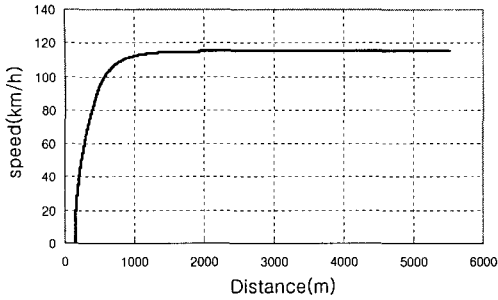


Fig. 10 Vehicle speed history

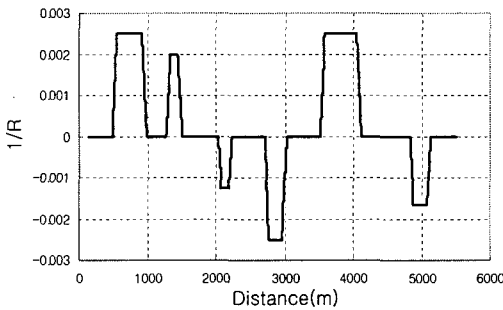


Fig. 11 Distribution of curve

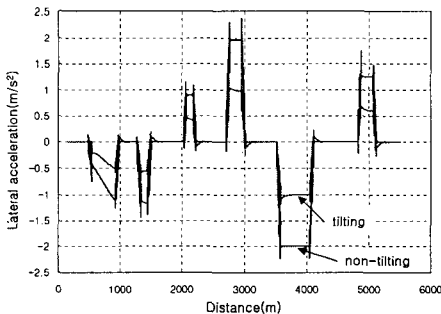


Fig. 12 Lateral acceleration of the tilting and nontilting conditions

90mm인 곡선을 선로와 평행한 평면상에서의 미보상 횡가속도가 2.0m/s^2 이 발생하는 속도인 115km/h 로 운행하는 조건으로 해석을 수행하였다. Fig. 10은 해석에 얻어진 시간에 따른 차량 속도를 나타낸 것이다.

Fig. 11은 해석에 적용된 선로의 곡선반경을 역수의 형태로 나타낸 것이다. 본 해석에 적용된 선로의 곡선반경은 R400 4개소와 R500, R600, R800이 각각 1개소이고 Fig. 11과 같이 곡선의

Table 6 Lateral acceleration comparison between tilting and nontilting

| 해석조건 (운행속도= 115km/h) | | R400, 켄트=90mm |
|--------------------------------|--|------------------|
| 이론치 | 켄트보상 후 횡가속도 (m/s^2) $(a_y = \frac{V^2}{R} - g\theta)$ | 1.96 |
| | 켄트보상 +틸팅 후 횡가속도 (m/s^2) $(a_y = \frac{V^2}{R} - g(\theta + \phi))$ | 0.93 |
| 해석결과 | 켄트보상 후 횡가속도 (m/s^2) | 2.0 |
| | 켄트보상 +틸팅 후 횡가속도 (m/s^2) | 0.99 |

θ : 켄트, ϕ : 틸팅각, R : 곡선반경, V: 차량속도

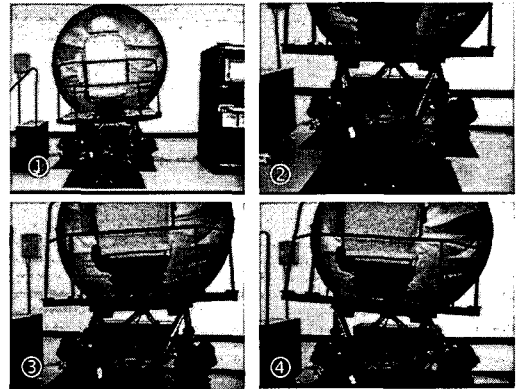


Fig. 13 The developed tilting train simulator

방향도 좌우가 골고루 분포되도록 하였다.

Fig. 12는 차량이 곡선부 운행중에 차체를 틸팅한 경우와 틸팅하지 않은 경우에 대한 횡가속도의 이력을 나타낸 것이다. Fig. 12에서 알 수 있듯이 차체를 틸팅시킬 경우 횡가속도가 감소하는 것을 알 수 있다. 본 해석에서는 차체를 최대 6도까지 틸팅하도록 하였다. 주행초기 약 2km지점까지는 속도가 상승하는 구간이므로 횡가속도 역시 상승하는 형태를 보이다가 속도가 115km/h 로 일정해지는 2km지점이후에는 횡가속도 성분도 일정해 짐을 알 수 있다.

Fig. 12의 결과에서 차량속도 115km/h 와 곡선반경 400m지점에서의 횡가속도를 이론치와 비교하면 Table 6과 같다. 이론치와 해석치는 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

이상의 연구를 통해 틸팅시뮬레이터 구동을 위

한 차량동역학 모델을 검증할 수 있었고 Fig. 13은 이상의 과정을 통해 개발된 틸팅 차량용 시뮬레이터의 형상을 보여준다. 여기서 ①은 전체 시뮬레이터 시스템을 보여주고, ②는 개발된 6자유도 운동판을 나타내고, ③,④는 틸팅차량의 곡선부에서 틸팅을 모의하고 있다. Fig. 13에서 알 수 있듯이 운동판 상부에 설치된 직경 1600mm돔 스크린에는 차량이 주행하고 있는 선로로 주변 영상이 운동판의 운동과 실시간으로 연동되어 현실감을 극대화하게 된다. 또한 본 시뮬레이터에서 구현되는 3차원 영상은 실제 틸팅차량이 운행될 예정인 중앙선의 풍기-안정-영주 구간의 실영상을 3차원 그래픽화하여 구현하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 현재 한국철도기술연구원에서 독자 개발중인 한국형 틸팅열차의 거동을 모의할 수 있는 시뮬레이터의 개발과 관련하여 시뮬레이터 구동에 핵심부분인 틸팅 차량 동역학에 대한 연구를 수행하였다. 본 연구에서 개발한 틸팅 차량 시뮬레이터는 사용자 인터페이스, 영상시스템, 6자유도 전기기계식 운동판이 실시간 이더넷 통신으로 연동되어 구동된다. 본 연구에서는 틸팅 차량 시뮬레이터에서 차량의 위치 및 자세, 속도 및 가속도 정보를 생성하기 위해 틸팅 차량에 대한 수학적 모델링을 수행하였다. 본 연구에서 개발된 차량 모델링은 시뮬레이터 운용에 적합하도록 단순화 되었으며 틸팅차량의 핵심 기능인 차량틸팅과 곡선부 통과를 모의할 수 있도록 모델링 하였다. 또한 틸팅차량 모델링 검증을 위해 실제 선로조건을 부과하여 이론치와 비교 검증을 통해 신뢰성을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 철도청 철도기술연구개발사업으로 지원된 "틸팅시스템 실용기술개발"과제의 연구결과의 일부입니다.

참고문헌

- (1) Chang, C. W., Son, K., Choi, K. H. and Song, N. Y., 2000, "A Real-Time Graphic Driving Simulator Using Virtual Reality Technique," *J. of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 80~89.
- (2) Choi, Z. Y., Lee, G. Y., Seo, B. W., Kim, J. H. and Kim, J. H., 2001, "The Analysis of the Dynamic Performance for the 6 axis Stewart Platform with Applying to the Driving Simulator," *Proceedings of the Korean Society of Automotive Engineers*, pp. 629~634.
- (3) Suh, M. W., Koo, T. Y., Kwon, S. J., Shin, Y. S., Cho, K. Y. and Park, D. Y., 2002, "Development of the SVPG : System Configuration and Application of the Virtual Proving Ground," *J. of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 10, No. 1, pp. 195~202.
- (4) Kim, S. S., Sohn, B. S., Song, K. J. and Jung, S. Y., 2002, "A Real-time Multibody Vehicle Dynamics and Control Model for a Virtual Reality Intelligent Vehicle Simulator," *Proceedings of the Korean Society of Automotive Engineers*, pp. 847~854.
- (5) Son, K., Goo, S. H., Choi, K. H., Yoo, W. S., Lee, M. C. and Jung, S. Y., 2001, "A Driving Simulator of Construction Vehicles," *International Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 2, No. 4, pp. 12~22.
- (6) Kim, M. S., Ahn, D. and Ha, M. K., 2001, "Ship Motion Simulation Using a Virtual Reality Technique," *Proceedings of the Annual Spring Meeting, SNAK*, pp. 114~117.
- (7) Kim, J. S., Song, Y. S. and Han, S. H., 2004, "A Simplified Dynamic Model for a Tilting Train Simulator," *Proceedings of the Annual Spring Meeting, KSME*, pp. 751~755.
- (8) Chung, W. J. and Kim, S. W., 2002, "Study on the Critical Speed of Railway Vehicles," *Trans. of the KSME A*, Vol. 24, No. 8, pp. 1991~1999.
- (9) Park, C. K., Lee, K. K., Lee T. H. and Bae, D. S., 2003, "Optimization of a Train Suspension using Kriging Model," *Trans. of the KSME A*, Vol. 27, No. 6, pp. 864~870.