

틸팅 차량용 시뮬레이터를 위한 6자유도 운동판 개발

Development of a 6DOF Motion Platform for the Tilting Train Simulator

김정석¹ · 김남포² · 송용수³ · 한성호⁴ · 최강운⁵

Jung-Seok Kim · Nam-Po Kim · Young-Soo Song · Seong-Ho Han · Kang-Yeon Choi

Abstract

This paper presents a development of 6DOF motion platform for a tilting train simulator. The tilting train simulator will be used to verify the tilting electronics and tilting control algorithm which are to be applied the Korean 180km/h tilting train. The tilting train simulator is composed of a 6-axis motion platform, a track generation system, a graphic user interface, and a visualization system with 1600mm-diameter dome screen. In this study, the 6DOF motion platform for a tilting train simulator has been designed and manufactured. The motion platform developed is a motion platform of Stewart type. The inverse kinematic analysis has been performed to determine the length of the links of the platform. Furthermore, the specification of the motors have been evaluated by the equation of motion of the platform.

Keywords : Tilting Train(틸팅 열차), Simulator(시뮬레이터), 6DOF motion platform(6자유도 운동판)

1. 서론

시뮬레이터란 현실은 아니지만 현실에 가까운 상황을 구현해내는 장비로 일명 가상실현 장치라고도 한다. 이러한 시뮬레이터가 활용되기 시작한 분야로는 군사장비훈련이나 교육용으로 사용되기 시작했다. 항공기 조종훈련 시뮬레이터가 대표적인 예인데 다양한 비행상황을 설정하고 조종사의 조종기술 향상을 위해 중앙 통제센터가 있고 많은 통제관과 막대한 전산장비들이 포함되어 있다. 시뮬레이터는 항공기 뿐만 아니라 최근에는 자동차[1-5]나 선박[6] 등에서도 많이 응용되고 있다. 이러한 시뮬레이터는 가상공간인 3차원 영상시스템, 인터페이스 시스템 및 가상공간 내에서 관찰자에게 현실감을 더욱 높여주기 위한 매니플레이터의 상호연계에 의해 동작된다.

특히 시뮬레이터에서 3차원상의 임의의 위치를 표현하는 매니플레이터는 3개의 직선운동과 3개의 회전운동을 모의할 수 있어야만 임의의 위치에서 물체의 좌표를 구현

해 낼 수 있다. 이러한 매니플레이터에는 직렬형과 병렬형이 있는데 스튜어트에 의해 개발된 병렬형 스튜어트 플랫폼이 일반적으로 많이 적용되고 있다. 스튜어트 플랫폼은 직렬형에 비해 높은 강성과 큰 부피대 부하비, 우수한 동적 성능 및 역기구학 해석 등의 장점을 가지고 있다[7-8].

철도차량분야에서는 항공기나 자동차등과 달리 이러한 6자유도 플랫폼을 적용한 연구사례가 부족한 실정이다[9].

특히 틸팅열차의 경우에는 국내 개발경험이 없기 때문에 이러한 시뮬레이터 활용을 통해 차량 개발 이전에 다양한 시험과 장비간 인터페이스를 검증할 수 있는 장점이 있다. 이전에 언급한 바와 같이 항공기, 자동차나 선박의 경우에는 시뮬레이터를 적용한 교육, 승차감 평가 및 성능평가등의 연구가 많이 수행되고 따라서, 틸팅열차 개발이전에 이러한 틸팅열차 시뮬레이터를 개발하여 틸팅 시스템에 대한 신뢰성 및 핵심 데이터를 확보하는 것은 필수적이다.

본 연구는 한국형 틸팅열차 적용을 위해 개발된 틸팅차량용 시뮬레이터 개발과 관련하여 시뮬레이터의 핵심구성요소인 6자유도 운동판 개발에 대한 연구이다. 본 연구에서는 보다 실제적인 철도차량의 거동을 구현하고자 열차의 감속속에 의한 피치(pitch)운동, 곡선주행시 요(yaw)운동, 횡가속도에 의한 횡방향 변위 및 선로불규칙에 의한 수직

1 정회원, 한국철도기술연구원, 선임연구원, 책임지자
2 정회원, 한국철도기술연구원, 선임연구원
3 정회원, 한국철도기술연구원, 주임연구원
4 정회원, 한국철도기술연구원, 책임연구원
5 정회원, 한국철도기술연구원, 책임연구원

방향 진동 등을 모의하기 위해 6자유도를 갖는 운동판을 적용하였다. 이를 위해 본 연구에서는 틸팅차량용 시뮬레이터 요구사항에 가장 적합한 6자유도 운동판의 개발을 위한 수학적 모델링과 역기구학 해석을 수행하였으며 이러한 해석에 근거하여 틸팅시뮬레이터용 운동판을 개발하였다.

2. 틸팅 차량용 시뮬레이터

2.1 틸팅 차량 시뮬레이터의 구성요소

틸팅 차량 시뮬레이터는 실제 틸팅 차량의 개발이전에 다양한 운행조건하에서 틸팅 대차에 장착될 차체 틸팅 시스템과 독자개발중인 틸팅 제어알고리즘의 성능을 평가하는 것이다. Fig. 1은 본 연구에서 개발한 틸팅 차량 모의장치의 구성도이다.

틸팅 시뮬레이터는 Fig. 1과 같이 돔 스크린, 프로젝트, 6 자유도를 갖는 운동판, 운동판 제어장치 및 제어시스템 등의 하드웨어로 구성되어진다.

① 사용자 인터페이스 (Graphic User Interface)

: 사용자 인터페이스 부분은 사용자와 모의장치사이의 인터페이스를 제공하는 부분으로 Visual C++을 이용하여 Fig. 2와 같이 GUI환경을 구축하였다. 여기서는 시뮬레이터의 입문 제어, 차량 정보 입력(무게, 강성, 감쇄 등), 선로조건 설정, 차량운행 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 동역학해석을 통해서 계산된다. 차량 동역학 해석을

위해 차체와 대차의 롤, 요 및 횡방향 자유도를 고려하였다.

③ 틸팅 제어부

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

④ 6축 운동판

: 틸팅 시뮬레이터의 운동판은 틸팅 차량의 실제운동을 모의하는 부분으로 차체의 롤링, 선로의 불규칙성에 의한 수직방향 고주파미세진동 및 피칭, 차체의 곡선주행시 횡변위 등을 모의할 수 있도록 6개의 전기기계식 액추에이터로 구성되어진다. 본 연구에서 구현하고자 하는 운동판은 제어의 정확도와 빠른 응답특성을 고려하여 볼 스크류 형태의 진동식 액추에이터를 적용하였다.

⑤ 가상현실 영상 시스템

: 가상현실 영상 시스템은 운동판의 운동과 조합하여 탑승자에게 실제감과 몰입감을 극대화하기 위해 Fig. 3과 같이 돔 스크린 투사방식을 채용하였다. 돔 스크린의 직경은 1600 mm이고 반구형형상으로 좌우 180도, 상하 135도 까지 시야를 확보할 수 있도록 하였다.

Fig. 4는 영상 시스템내에 구성되어 있는 가상현실의 영상으로 선로, 역, 터널, 산 및 건물들의 실영상을 3차원 그래픽 영상으로 변환하여 구현하였다.

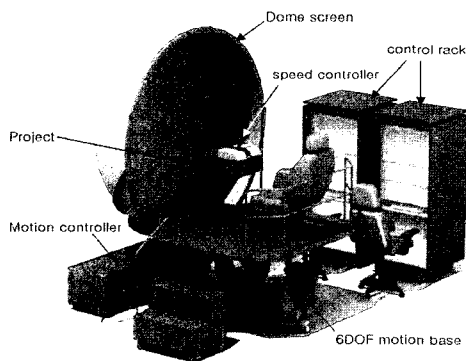


Fig. 1. Schematic diagram of the tilting simulator.

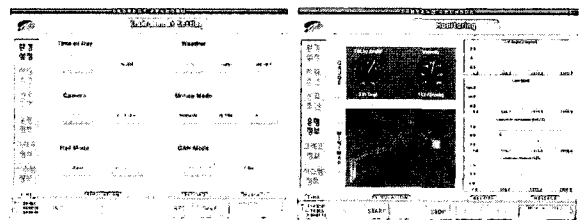


Fig. 2. Graphic user interface of the tilting simulator.

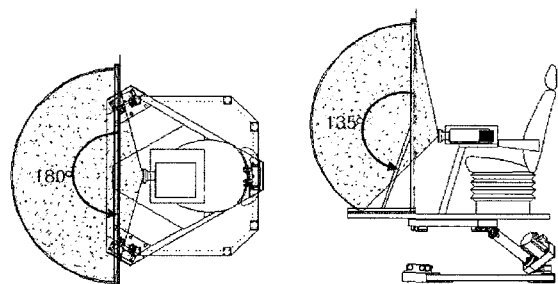


Fig. 3. Vision ranges of the dome screen visual system.

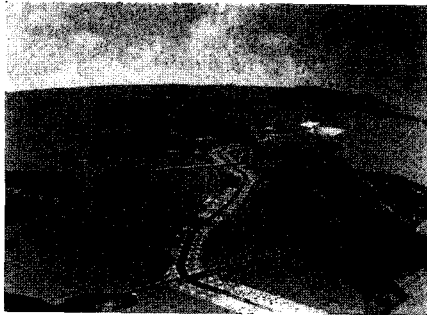


Fig. 4. Environment model for the tilting simulator.

2.2. 6자유도 운동판 설계 사양

본 연구에서 개발하고자하는 틸팅차량용 시뮬레이터에 적용하기 위한 6자유도 운동판은 성인 2인의 탑승이 가능하고 상판에 돔 스크린, 비디오시스템 및 탑승용 의자를 포함해 약 600kgf의 하중이 탑재되더라도 정상적으로 동작되어야 한다. 또한 기존 6자유도 운동판에 비해 초기 운동판의 높이를 최소화하도록 설계하였다. 따라서 아래와 같은 사양을 갖도록 설계하였다. 본 운동판 개발에 적용된 운동판의 사양은 현재 개발중인 틸팅열차의 개발사양에 근거하여 결정되었다. 틸팅열차의 틸팅에 관련된 사양은 최대 틸팅각 $\pm 8^\circ$ 와 최대 롤 각속도 초당 $\pm 5^\circ$ 를 구현하는 것을 기본으로 하고, 특히 가속도 부분은 워시아웃(washout)알고리즘과 연동하여 탑승자가 실제감을 극대화할 수 있도록 결정되었다.

- 운동 자유도 : 6 DOF
- 운동판 형식 : Stewart platform type
- Payload : 600kgf
- Mass moment of inertia
 - Roll axis : $\leq 400\text{kgm}^2$
 - Pitch axis : $\leq 400\text{kgm}^2$
 - Yaw axis : $\leq 400\text{kgm}^2$
- COG above moving platform centroid : $\leq 0.5\text{m}$
- 시스템 자체 반경 : 1m 이하
- 시스템 입력 전원 : 3상 200~250V AC 60Hz
- 시스템 무게 : 100 kgf 이하
- 운동성능 : table 1참조

Fig. 5는 6자유도 운동판의 선형변위와 회전변위를 정의한 것이다. 서지(surge)는 x축방향 선형변위, 스웨이(sway)는 y축방향 선형변위 및 히브(heave)는 z축방향 선형변위를 의미하고 롤은 x축을 중심으로 하는 회전변위, 피치는 y축을 중심으로 하는 회전변위 및 요는 z축을 중심으로 하는 회전변위를 의미한다.

Table 1. Motion ranges of the tilting simulator.

구분 항목	변위	속도	가속도
Surge	$\leq \pm 200\text{mm}$	$\leq \pm 500\text{mm/s}$	$\leq \pm 5\text{m/s}^2$
Sway	$\leq \pm 200\text{mm}$	$\leq \pm 500\text{mm/s}$	$\leq \pm 5\text{m/s}^2$
Heave	$\leq \pm 180\text{mm}$	$\leq \pm 500\text{mm/s}$	$\leq \pm 5\text{m/s}^2$
Roll	$\leq \pm 18\text{deg}$	$\leq \pm 40\text{deg/s}$	$\leq 500\text{deg/s}^2$
Pitch	$\leq \pm 18\text{deg}$	$\leq \pm 40\text{deg/s}$	$\leq 500\text{deg/s}^2$
Yaw	$\leq \pm 20\text{deg}$	$\leq \pm 40\text{deg/s}$	$\leq 500\text{deg/s}^2$

3. 6자유도 운동판의 기구학 해석

3.1 역기구학 해석(inverse kinematic analysis) 이론

역기구학은 운동판의 위치를 알면 병렬구조 운동기구의 각 링크의 길이를 계산할 수 있는 기구학 방식을 말한다[7, 8]. 스튜어트 운동판인 병렬운동기구를 나타내기 위해서는 두 개의 좌표계를 정의하는데 움직이는 상판에 중심을 둔 플랫폼 좌표계인 {P}와 고정된 하판에 중심을 둔 베이스 좌표계인 {B}으로 구성된다. 각 좌표계는 상판과 하판이 조인트로 연결되어 Fig. 6과 같이 나타낼 수 있다. 상판과 하판의 링크는 Fig. 6과 같이 R_i 를 반지름으로 하는 하판의 원주위에서 R_i 를 반지름으로 하는 상판의 원주위로 연결되어진다. 이때 상판과 하판의 각 조인트의 좌표는 벡터 B_i 와 P_i 로 나타낼 수 있다.

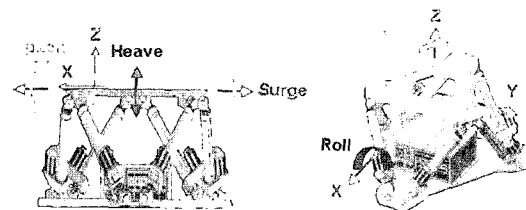


Fig. 5. Definition of 6 DOF.

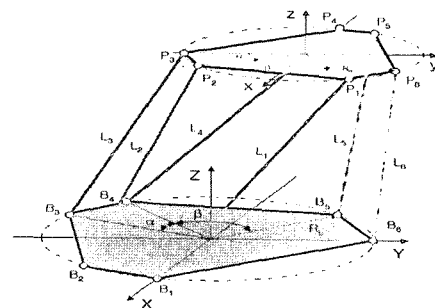


Fig. 6. 6DOF stewart platform.

운동판의 위치는 통상적으로 운동판 중심의 직선운동과 회전운동의 중첩에 의해 표현될 수 있다. 움직이는 상판을 고정좌표계인 하판좌표계로 나타내기 위해 직선운동 x, y, z 와 회전운동 ϕ, θ 및 ψ 로 나타낸다.

직선운동은 하판좌표의 X, Y, Z 로 표현되고 회전운동은 롤(ϕ), 피치(θ) 및 요(ψ) 각인 오일러각으로 나타내어진다. 각 좌표계 중심에서의 상하판 조인트 좌표는 table 2-3과 같이 표현할 수 있다.

플랫폼의 초기위치에서 Fig. 7과 같이 하판을 중심으로 상판의 위치 이동이 발생할 고정된 하판에서 변위가 발생한 상판 좌표계의 원점은 식 (1)과 같이 표현가능하다.

$$B\vec{P}_{org} = B\vec{P}_o + P\vec{P}_{org} \quad (1)$$

스트러트 플랫폼의 3개의 선형변위와 3개의 회전변위를 고려한 하판과 상판사이의 벡터관계식은 식 (2)와 같다.

$$B\vec{P}_i = R_B^P B\vec{P}_o + B\vec{P}_{org} \quad (2)$$

여기서 변환행렬 R_B^P 는 식 (3)과 같다.

$$\{R_B^P\} = \begin{pmatrix} n_1 & o_1 & a_1 \\ n_2 & o_2 & a_2 \\ n_3 & o_3 & a_3 \end{pmatrix} \quad (3)$$

여기서 n_i, o_i 와 a_i ($i=1, 2, 3$)은 식 (4)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} n_1 &= \cos(\phi)\cos(\psi) \\ n_2 &= \sin(\phi)\sin(\theta)\cos(\psi) + \cos(\phi)\sin(\psi) \\ n_3 &= -\cos(\phi)\sin(\theta)\cos(\psi) + \sin(\phi)\sin(\psi) \\ o_1 &= -\cos(\theta)\sin(\psi) \\ o_2 &= -\sin(\phi)\sin(\theta)\sin(\psi) + \cos(\phi)\cos(\psi) \\ o_3 &= \cos(\phi)\sin(\theta)\sin(\psi) + \sin(\phi)\cos(\psi) \\ a_1 &= \sin(\theta) \\ a_2 &= -\sin(\phi)\cos(\theta) \\ a_3 &= \cos(\phi)\cos(\theta) \end{aligned} \quad (4)$$

3.2 역기구학 해석결과

이상의 이론적 배경과 table 1에서 설정된 시스템의 사양에 근거하여 각 운동판의 길이를 결정하기 위한 역기구학 해석을 수행하였다. 해석을 위해 설정된 조건은 아래와 같다.

- R_p (상판의 반경): $600 \cdot 0.6 = 360\text{mm}$
- R_b (하판의 반경): 600mm
- 중립위치의 시스템 높이: 700mm
- α (Joint각) = β (Joint각) = 6deg

위와 같은 해석조건하에서 역기구학 해석을 통해 6개의 운동모드를 각각 구현하기 위해 요구되는 6개의 링크의 길이를 구하였다. 또한 각 운동모드별 최대와 최소 링크길이와 이들의 차이인 최대요구변위도 계산하였다. 이를 근거로

Table 2. Coordinate system of the base plate.

B_i	X	Y	Z
B1	$R_b \cos(2\pi)$	$R_b \sin(2\pi)$	0
B2	$R_b \cos(2\alpha + 3\beta)$	$R_b \sin(2\alpha + 3\beta)$	0
B3	$R_b \cos(2\alpha + 2\beta)$	$R_b \sin(2\alpha + 2\beta)$	0
B4	$R_b \cos(\alpha + 2\beta)$	$R_b \sin(\alpha + 2\beta)$	0
B5	$R_b \cos(\alpha + \beta)$	$R_b \sin(\alpha + \beta)$	0
B6	$R_b \cos(\beta)$	$R_b \sin(\beta)$	0

Table 3. Coordinate system of the moving plate.

P_i	x	y	z
P1	$R_p \cos(2\pi + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	$R_p \sin(2\pi + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	zc
P2	$R_p \cos(3\alpha + 2\beta + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	$R_p \sin(3\alpha + 2\beta + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	zc
P3	$R_p \cos(2\alpha + 2\beta + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	$R_p \sin(2\alpha + 2\beta + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	zc
P4	$R_p \cos(2\alpha + \beta + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	$R_p \sin(2\alpha + \beta + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	zc
P5	$R_p \cos(\alpha + \beta + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	$R_p \sin(\alpha + \beta + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	zc
P6	$R_p \cos(\alpha + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	$R_p \sin(\alpha + \frac{\pi}{3} - \alpha)$	zc

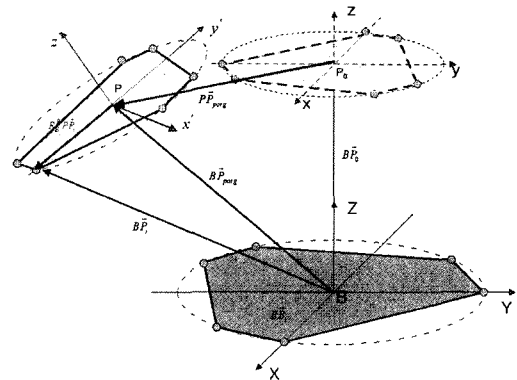


Fig. 7. The displaced coordinate system.

Table 4. Motion range for each actuator cylinder. (unit : mm)

운동 형태	최대 변위	ℓ 1	ℓ 2	ℓ 3	ℓ 4	ℓ 5	ℓ 6	ℓ max	ℓ min	ℓ max - ℓ min
Roll	±18°	761	761	775	701	701	775	775	627	148
		627	627	635	693	693	635			
Pitch	±18°	746	746	729	779	779	729	779	621	158
		660	660	656	621	621	656			
Yaw	±22°	787	787	787	787	787	787	787	617	170
		617	617	617	617	617	617			
Surge	±200 mm	828	828	836	734	734	836	836	592	243
		603	603	592	696	696	592			
Sway	±180 mm	784	784	771	832	832	771	832	586	245
		648	648	664	586	586	664			
Heave	±160 mm	835	835	835	835	835	835	835	581	254
		581	581	581	581	581	581			

실제 제작될 6자유도 운동판의 링크길이가 결정되게 된다. 역기구학 해석을 통해 얻어진 6자유도 운동판의 운동범위 별로 단축 방향으로의 최대 운동범위는 table 4와 같다. table 4에서 알 수 있듯이 롤변위 ±18도를 구현하기 위해서는 3번과 6번링크의 길이는 최대 775mm와 1번과 2번 링크의 길이는 최소 627mm가 요구됨을 알 수 있다. 따라서 이 경우 최대발생가능한 변위는 148mm이다. 서지변위 ±200mm를 구현하기 위해서는 3번과 6번링크의 길이는 최대 836mm와 3번과 6번 링크의 길이는 최소 592mm가 요구됨을 알 수 있다. 따라서 이 경우 최대발생가능한 변위는 243mm이다. table 4에서 요변위와 히브변위시에는 6개의 링크가 동일한 요구 길이를 나타내는데 이것은 요변위와 히브변위는 Fig. 5에서 알 수 있듯이 각각 y축을 중심으로 발생하는 회전변위와 z방향으로의 선형변위이므로 모든 링크에서 동일 변위가 발생하게 된다.

Fig. 8은 정현파형태의 롤 모션입력에 대해 각 링크에서 발생하는 변위이력을 나타낸 것이다. 이상의 역기구학 해석을 통해 링크의 최대요구길이는 836mm, 최소길이는 581mm임을 알 수 있었다.

3.3 운동모드별 운동판 구동 액츄에이터의 하중분석

이전 절에서 각 링크별 길이를 결정하였고 본 절에서는 각 링크를 구동시키기 위한 액츄에이터에 걸리는 하중을 계산을 위해 이론을 정리하고 해석을 통해 적절한 액츄에이터 사양을 결정하였다.

액츄에이터 i 를 B_i 와 P_i 를 연결하는 것으로 정의하고 이 액츄에이터에 부과되는 하중을 식 (5)와 같이 정의한다.

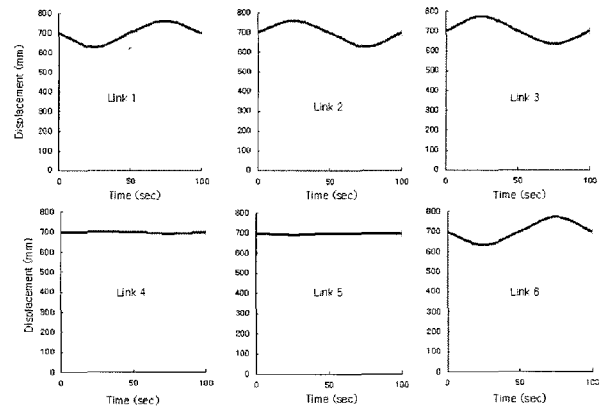


Fig. 8. Link displacements for the roll motion.

$$\vec{F}_i = f_i \cdot \vec{e}_i \quad (5)$$

여기에서 $f_i = |\vec{F}_i|$, \vec{e}_i 는 단위벡터이다.

각 액츄에이터에 작용하는 하중은 식 (6)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} (\sum \vec{F}_i) \cdot \vec{i} &= Ma_x \\ (\sum \vec{F}_i) \cdot \vec{j} &= Ma_y \\ (\sum \vec{F}_i) \cdot \vec{k} &= Ma_z \end{aligned} \quad (6)$$

여기에서 a_x , a_y 와 a_z 는 각각 서지, 스웨이 및 히브방향으로의 각속도를 의미한다.

각 액츄에이터에 작용하는 모멘트는 식 (7)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \sum (\vec{r}_i \times \vec{F}_i) \cdot \vec{i} &= I_x a_x \\ \sum (\vec{r}_i \times \vec{F}_i) \cdot \vec{j} &= I_y a_y \\ \sum (\vec{r}_i \times \vec{F}_i) \cdot \vec{k} &= I_z a_z \end{aligned} \quad (7)$$

여기에서 a_x , a_y 및 a_z 는 각각 롤, 피치 및 요 방향 각속도를 의미한다.

식 (6)과 (7)을 f_i 에 대해 풀면 액츄에이터 i 에 걸리는 하중을 식 (8)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} e_{x1} & e_{x2} & e_{x3} & e_{x4} & e_{x5} & e_{x6} \\ e_{y1} & e_{y2} & e_{y3} & e_{y4} & e_{y5} & e_{y6} \\ e_{z1} & e_{z2} & e_{z3} & e_{z4} & e_{z5} & e_{z6} \\ y_{B1}e_{z1} & y_{B2}e_{z2} & y_{B3}e_{z3} & y_{B4}e_{z4} & y_{B5}e_{z5} & y_{B6}e_{z6} \\ x_{B1}e_{z1} & x_{B2}e_{z2} & x_{B3}e_{z3} & x_{B4}e_{z4} & x_{B5}e_{z5} & x_{B6}e_{z6} \\ a_1 & a_2 & a_3 & a_4 & a_5 & a_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Ma_x \\ Ma_y \\ Ma_z \\ I_x a_x \\ I_y a_y \\ I_z a_z \end{bmatrix} \quad (8)$$

식 (8)에서

$$\begin{aligned}
 a1 &= f_1(x_{B1}e_{y1} - y_{B1}e_{x1}) \\
 a2 &= f_2(x_{B2}e_{y2} - y_{B2}e_{x2}) \\
 a3 &= f_3(x_{B3}e_{y3} - y_{B3}e_{x3}) \\
 a4 &= f_4(x_{B4}e_{y4} - y_{B4}e_{x4}) \\
 a5 &= f_5(x_{B5}e_{y5} - y_{B5}e_{x5}) \\
 a6 &= f_6(x_{B6}e_{y6} - y_{B6}e_{x6}) \text{ 이다.}
 \end{aligned}$$

3.4 액츄에이터 하중 분석 결과

이상의 이론에 근거하여 각 링크의 자유도별 정하중 최대 하중은 서지 운동시 발생하였고 약 1868N이었다. 또한 최대 가속도로 거동시 최대 하중은 3206N이고 최소하중은 -1232N였다. 본 연구에서는 안전율을 1.2로 고려하여 액츄에이터 평균 부하 하중은 2250N, 순간 부하 하중은 3850N로 설계하였다.

Fig. 9는 본 연구에서 개발한 운동판의 하부조인트와 링크와 모터결합으로 구성되는 액츄에이터의 형상이다.

또한 최대 순간부하 하중 3850N을 Fig. 9의 주하중 담당 부재인 액츄에이터 피스톤 로드에서 초과하여 피스톤 로드에서 구조강도해석을 수행하였다.

해석을 위한 하중조건은 순간부하하중이 피스톤 로드에서 압축하중으로 부과될 경우와 굽힘으로 부과될 경우 피스톤 로드의 하단을 고정된 조건에서 해석을 수행하였다. 해석결과 1.33kgf/mm²이 발생하였고 굽힘하중에 대해서는 약 12.4 kgf/mm²의 응력이 하단부에서 발생하였다. 두 하중조건에 대해서 피스톤 로드 재질의 항복강도인 35kgf/mm²의 약 1/3 정도였다.

이상의 기구해석과 하중분석결과에 근거하여 액츄에이터의 구동모터는 정격토크 4.0Nm, 최대토크 6.8Nm 및 최대

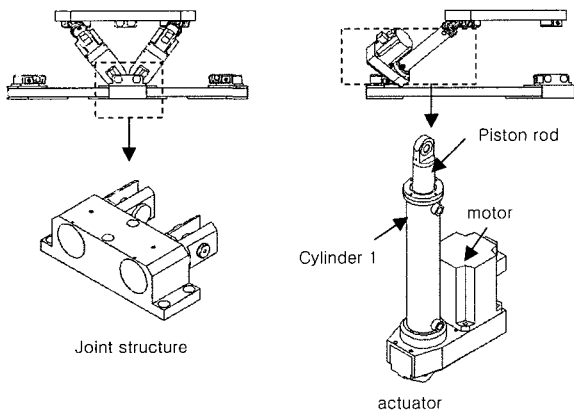


Fig. 9. Joint and actuator of the motion platform.

RPM이 276의 조건을 만족하는 삼성 CSMD 모터를 선정하였다. Table 5는 선정된 모터의 사양이다.

Fig. 10는 톨팅 차량용 시뮬레이터의 운동판 제어 절차이다. 사용자 인터페이스에서 사용자가 차량정보와 선로조건을 입력하면 차량동역학 모듈에서는 차량의 위치, 속도 및 가속도 정보를 계산하고 이를 적분하여 차량의 6자유도를 계산한 후 운동판 제어모듈로 전달하게된다. 운동판 제어모듈에서는 주어진 차량의 자세로부터 역기구학 해석을 통해 각 링크별로 요구되는 길이를 계산하여 이를 모터제어기로 전달하면 모터제어기에서는 이를 펄스신호로 변환하여 모터를 제어하여 원하는 운동판의 자세를 구현하게 된다.

Fig. 11은 개발된 톨팅 차량용 시뮬레이터의 형상을 보여준다. 여기서 ①은 전체 시뮬레이터 시스템을 보여주고, ②는 개발된 6자유도 운동판을 나타내고, ③, ④는 톨팅차량

Table 5. Specification of the selected motor.

모터용량	항목	RPM	토크 (N·m)	모터 관성 (10 ⁴ kgm ²)
750 W	정격	2000	3.57	2.82
	최대	3000	10.7	

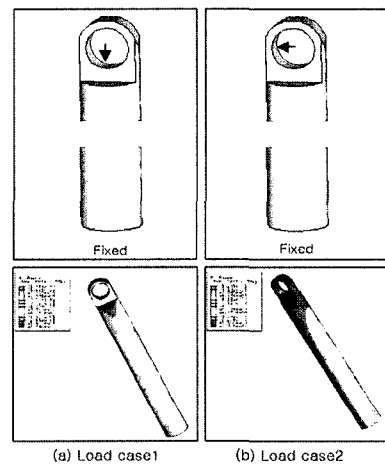


Fig. 10. Stress distribution of the cylinder 2.

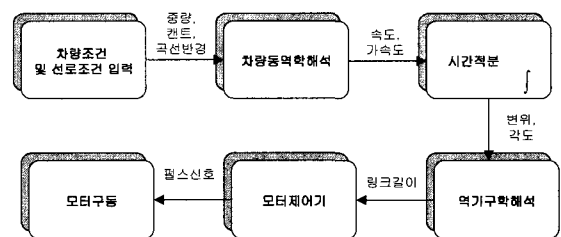


Fig. 11. motion control procedure.

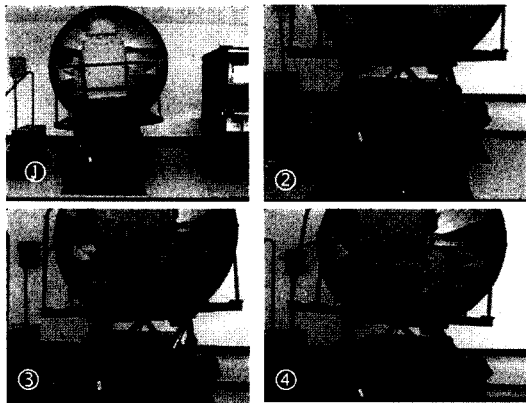


Fig. 12. The developed tilting simulator and motion platform.

의 곡선부에서 틸팅을 모의하고 있다. Fig. 11에서 알 수 있듯이 운동판 상부에 설치된 직경 1600mm뎀 스크린에는 차량이 주행하고 있는 선로로 주변 영상이 운동판의 운동과 실시간으로 연동되어 현실감을 극대화 하게된다. 본 시뮬레이터에서 구현되는 3차원 영상은 실제 틸팅차량이 운행될 예정인 중앙선의 풍기-안정-영주 구간의 실영상을 3차원 그래픽화하여 구현하였다.

4. 결론

본 연구는 현재 개발중인 한국형 틸팅열차 적용을 위해 개발된 틸팅차량용 시뮬레이터를 개발과 관련하여 시뮬레이터의 핵심구성요소인 6자유도 운동판 개발에 대한 연구를 수행하였다. 본 연구를 통해 틸팅차량용 시뮬레이터 요구사항에 가장 적합한 6자유도 운동판의 개발을 위해 수학적 모델링과 역기구학 해석을 수행하였으며 이러한 해석에 근거하여 틸팅시뮬레이터용 운동판을 개발하였다. 그 결과는 아래와 같다.

- (1) 역기구학 해석을 통해 링크의 최대요구길이는 836mm, 최소길이는 581mm임을 알 수 있었다.
- (2) 각 링크의 자유도별 정하중 최대 하중은 서지 운동시 발생하였고 약 1868N이었다. 또한 최대 가속도로 거동시 최대 하중은 3206N이고 최소하중은 -1232N 였다. 본

연구에서는 안전율을 1.2로 고려하여 액츄에이터 평균 부하 하중은 2250N, 순간 부하 하중은 3850N로 설계하였다.

- (3) 액츄에이터의 주하중 감당부재인 피스톤 로드에 대한 구조해석을 통해서 구조적 안전성도 확인할 수 있었다.

참고 문헌

1. C. W. Chang, K. Son, K. H. Choi and N. Y. Song, "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, 2000
2. Z. Y. Choi, G. Y. Lee, B. W. Seo, J. H. Kim and J. H. Kim, "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, 2001
3. M. W. Suh, T. Y. Koo, S. J. Kwon, Y. S. Shin, K. Y. Cho and D. Y. Park, "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, 2002.
4. S. S. Kim, B. S. Sohn, K. J. Song and S. Y. Jung, "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, 2002.
5. K. Son, S. H. Goo, K. H. Choi, W. S. Yoo, M. C. Lee and S. Y. Jung, "A Driving Simulator of Construction Vehicles," International Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol.2, No.4, pp.12-22, 2001
6. M. S. Kim, D. Ahn and M. K. Ha, "Ship Motion Simulation Using a Virtual Reality Technique," Proceedings of the Annual Spring Meeting, SNAK, pp.114-117, 2001.
7. G. H. Jung and K. I. Lee, "Real-Time Estimation of Stewart Platform Forward Kinematic Solution", KSME, Vol.18, No.7, pp.1632-1642, 1994
8. B. J. Yi, D. B. Kim and K. K. Huh, "Kinematic/Dynamic Optimal Design of a Stewart Platform Mechanism", J. of Control, Automation and System Engineering, Vol.2, No.1, pp.45-52, 1996
9. J. S. Kim, Y. S. Song and S. H. Han, "A Simplified Dynamic Model for a Tilting Train Simulator," Proceedings of the Annual Spring Meeting, KSME, pp.751-755, 2004.