

자석식 무한궤도를 가진 모노레일의 동역학 해석

원 종 성¹⁾ · 탁 태 오^{*2)}

강원대학교 대학원 기계메카트로닉스공학부¹⁾ · 강원대학교 기계의용공학과²⁾

Dynamic Analysis of Monorail System with Magnetic Caterpillar

Jongsung Won¹⁾ · Taeh Tak^{*2)}

¹⁾Division of Mechanical and Mechatronics Engineering, Kangwon National University, Gangwon 200-070, Korea

²⁾Department of Mechanical and Biomedical Engineering, Kangwon University, Gangwon 200-070, Korea

(Received 13 April 2011 / Revised 21 September 2011 / Accepted 22 September 2011)

Abstract : This work deals with dynamic analysis of a monorail system with magnetic caterpillar where magnets are embedded inside each articulated element of the caterpillar, augmenting traction force of main rubber wheels to climb up slope up to 15 degree grade. Considerations are first given to determine stiffness of the primary and secondary suspension springs in order for the natural frequencies of car body and bogie associated with vertical, pitch, roll and yaw motion to be within generally accepted range of 1-2 Hz. Equations for calculating magnetic force needed to climb up given slope are derived, and a magnetic caterpillar system for 1/6 scale monorail is designed based on the derivation. To assess the hill climbing ability and cornering stability, and make sure smooth operation of the side and vertical guiding wheels which is critical for safety, a multibody model that takes into account of every component level design characteristics of car, bogie, and caterpillar is set up. Through hill climbing simulation and comparison with measurement of the limit slope, the validity of the analysis and design of the magnetic caterpillar system are demonstrated. Also by studying the curving behavior, maximum curving speed without rollover, functioning of lateral motion constraint system, the effects of geometry of guiding rails are studied.

Key words : Monorail(모노레일), Caterpillar(무한궤도), Bogie(보기), Drive train(구동장치), Friction(마찰)

1. 서 론

모노레일은 기존의 지하철도와 같은 중전철과 비교하여 상대적으로 가벼운 개념의 철도인 경전철의 일종으로서 단일 레일로 지지되고 안내되며 비교적 단거리를 운행하는 중소형 교통수단이다. 일반적으로 모노레일에서 레일을 포함하는 지지부의 폭은 차량의 폭보다 좁으며 지지부 구조물은 보통 지상에서 고가형태로 설치된다. 따라서 기존의 철도나 지하철은 물론이고 평면궤도를 주행하는 고무 바퀴형 경전철과 비교해도 설치공간이나 건설비의 측면

에서 유리하다. 이러한 이유로 유럽이나 일본 등의 철도문화가 활성화된 지역에서 모노레일은 공간적으로 제약이 많은 도시의 근거리 교통수단으로서 널리 사용된다.

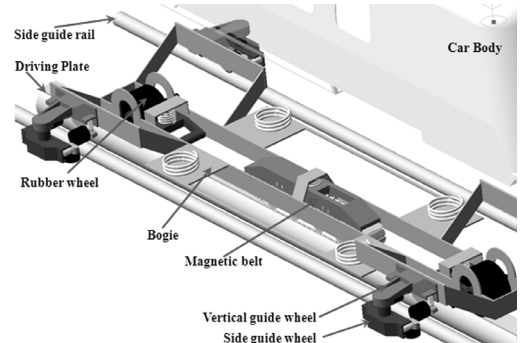
국내에서 모노레일은 아직 도시에서는 사용되지 못하고 있으며 주로 관광지 등에서 1km 내외의 비교적 단거리 경사구간에서 승객을 운송하는 용도로 사용되고 있다. 모노레일은 평면 궤도형 경전철에 비교하여 건설비용과 공간적 측면에서 장점이 있으므로, 향후 관광지뿐 아니라 도시의 주요 전철역에서 거주지까지의 비교적 짧은 거리를 연결해 주는 보조 교통수단으로 활용될 가능성이 크다.¹⁾

*Corresponding author, E-mail: totak@kangwon.ac.kr

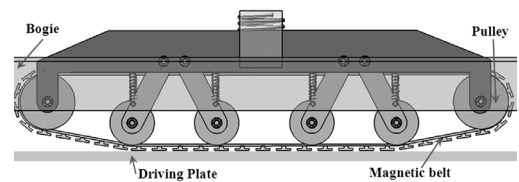
도시나 관광지를 막론하고 우리나라와 같이 경사가 많은 지형에서 모노레일이 사용되기 위해서는 등판능력이 중요하다. 모노레일은 철이나 고무로 된 바퀴를 사용하는 것이 일반적이나, 경사가 심한 경우에는 로프로 끌거나 기어를 사용하는 방식이었다. 그러나 이런 방법은 속도를 내기 어렵고 소음과 진동이 심하여 승차감이 저하되는 문제가 있다. 이의 대안으로서 고무로 된 바퀴와 병행하여 자력을 가진 무한케도를 이용하여 경사진 레일을 운행 가능한 구동장치가 제안되었으며²⁾ 그 구조가 Fig. 1에 나타나 있다.

모노레일은 객차와 대차로 구성되어 있으며 레일(Fig. 1(e))은 중앙의 주행판과 좌우에 2개의 가이드레일을 가지며, 주행판과 2개의 가이드레일은 아래쪽에 있는 하나의 메인 프레임으로 지지되는 모노레일 구조를 가진다. 대차와 구동장치는 전후방의 구분이 없는 전후 대칭 구조이다. 구동장치는 Fig. 1(a)와 같이 대차의 앞뒤에 각각 1개씩의 구동 고무바퀴가 있고, 경사면에서 필요한 구동력을 얻기 위해서 영구자석을 삽입하여 주행판과 마찰력을 증대시킨 형태의 자석식 무한케도(Fig. 1(b))가 추가적인 구동력을 생성한다. 있다. 모노레일의 좌우 가이드레일에는 횡방향과 상하방향 운동을 구속하는 고무로 된 안내바퀴(Fig. 1(c), 1(d))가 있다. 구동 및 안내바퀴는 모두 트레일링암(trailing arm) 구조로써 대차와 연결 된다. 여기서 고려하는 모노레일은 도시, 관광지 또는 산업용으로 사용할 수 있으며, 최대 15°의 경사를 가지는 레일에서 50 km/h의 속도로 운행이 가능하고, 탑승인원 20인 또는 최대하중 5톤의 용량을 가지는 다목적 소형경량 모노레일이다.

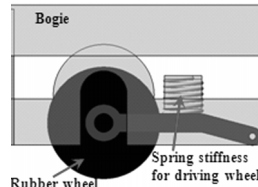
본 연구에서는 자석식 무한케도를 가진 모노레일의 구동부에 대한 동역학 해석을 통하여 등판성능을 해석하고 축소된 모노레일 모형을 이용하여 실제 등판성능을 검증하고자 한다. 우선 차량의 수직, 피치, 롤, 그리고 요 방향의 고유진동수가 정해진 값을 가지기 위한 현가장치의 스프링 강성값을 결정한다. 또한 경사진 레일을 오르는데 요구되는 구동력을 얻기 위한 자석식 무한케도의 마찰력을 계산하고 이를 구현하기 위한 무한케도의 구조를 제안하였다. 등판능력, 선회능력을 검증하기 위해서 현



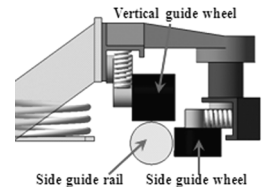
(a) Monorail driving system



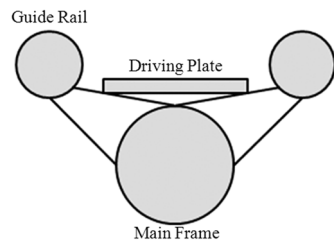
(b) Magnetic belt



(c) Rubber wheel



(d) Side and Vertical guide wheel



(e) Rail

Fig. 1 Car, bogie and rail of monorail system

가장치와 무한케도를 포함하는 모노레일의 다물체 모형을 이용하여 동역학적 성능을 검증하였다. 마지막으로 설계된 모노레일 차량의 축소모형을 제작하여 등판성능을 검증한다.

2. 본 론

2.1 차체 고유 진동 해석

차량 운동의 고유진동수는 일반적으로 1-2Hz 범

위의 값을 가진다. 모노레일의 거동도 이러한 기준에 부합하도록 수직 및 횡방향 변위와 롤, 피치, 요 3 방향의 회전운동에 대한 자유진동 해석을 통하여 고유진동수가 1-2Hz 범위의 값을 가지도록 모노레일 시스템의 1차 및 2차 현가장치의 스프링 강성을 결정하고자 한다.

차량의 크기는 11.125m(L)×2.3m(W)×3m(H)이고 정원 20명을 포함하는 최대 무게는 5000kg으로 가정한다. 승객탑승으로 인한 CG점 위치 및 관성 모멘트는 승객이 각자의 좌석에 앉았을 때 각각 승객의 질량과 착석자세에서의 관성모멘트를 추가적으로 고려하였다. 승객의 질량과 관성모멘트를 추정하기 위해서 CATIA의 Ergonomics Design & Analysis Human Builder³⁾에서 제공되는 인체모델을 사용하였다. 사용된 인체 모델은 제5차 한국인 인체치수조사사업보고서에 따라 남, 여 각각 10명씩 하였다. 보고서에 의하면 한국 성인(19~65세) 평균 몸무게는 남자 69.6kg, 여자 56.4kg이다.⁴⁾ Table 1에는 승객을 포함하는 차량의 질량과 질량중심위치, 관성모멘트가 주어져 있다.

Fig. 2는 차량의 고유진동 해석을 위한 진동모델을 보여준다. 여기서 스프링 강성은 각각의 병진이나 회전변위에 대한 값을 나타낸다. 상하방향 혹은 횡방향 안내 바퀴와 같이 트레일링암과 스프링으로 연결된 경우 트레일링암의 기구학적 구조와 스프링의 장착위치를 고려하여 계산한 등가 강성을 의미한다.

우선 수직운동과 피칭운동을 고려해 보자. 수직방향 고유진동 해석에서 Fig. 3과 같이 객차 질량 m1

만의 수직변위를 고려한 등가 모델을 이용하였다. 피칭운동에서도 객차의 피칭 관성모멘트에 대한 회전변위만을 고려한 등가 모델을 이용하였다.

Fig. 3의 수직방향 및 피칭방향 모델에서 수직운동과 피칭에 대한 각각의 등가강성은 다음과 같이 구해진다.

Table 1 Suspension parameters and values

Symbol	Definition	Value
m	Mass	5000 kg
I_{xx}	X-axis moment of inertia	6688.2 kgm ²
I_{yy}	Y-axis moment of inertia	50371.5 kgm ²
I_{zz}	Z-axis moment of inertia	49332.2 kgm ²
CG	Mass center location	(49.8, 0, 1281.3) mm
L	Wheel base	6.3 m
t	Wheel track	2.41 m
k_f, k_r	Spring stiffness for driving wheel	271666 N/m
$k_{fl}, k_{fr}, k_{rl}, k_{rr}$	Spring stiffness for vertical guide wheel	271666 N/m
$k_{fsl}, k_{fslr}, k_{rsl}, k_{rslr}$	Spring stiffness for side guide wheel	200000 N/m
$k_{bfl}, k_{bflr}, k_{brr}, k_{brrl}$	Spring stiffness between car body and bogie	349750 N/m
k_{belt}	Spring stiffness for magnetic belt	1630000 N/m
l_b	Longitudinal distance of springs between car body and bogie spring	3.2 m
t_b	Lateral distance of springs between car body and bogie spring	1.4 m

Table 2 Equivalent spring stiffness and natural frequencies

	Equivalent stiffness	Natural freq. (Hz)
Vertical	752845.8 N/m	1.95
Lateral	400000 N/m	1.42
pitch	2932154 N-m/deg	1.21
Roll	346415.7 N-m/deg	1.15
Yaw	198450 N-m/deg	1.00

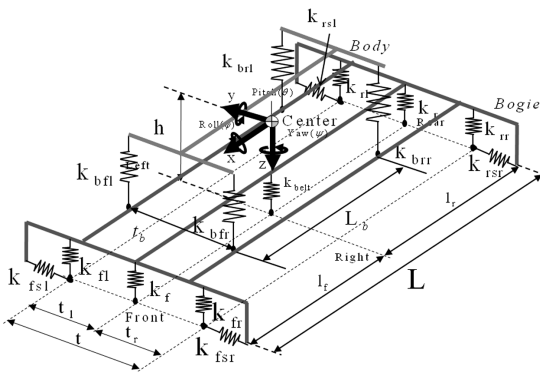


Fig. 2 Free vibration model for monorail

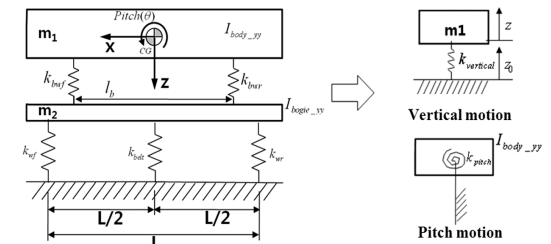


Fig. 3 Vertical and pitching motion

$$k_{vertical} = \frac{2k_{buf}(k_{wf} + k_{belt} + k_{wr})}{2k_{buf} + k_{wf} + k_{belt} + k_{wr}} \quad (1)$$

$$k_{pitch} = \frac{1}{2} \left[\frac{(k_{buf}l_b^2)(k_{wf}l^2)}{k_{buf}l_b^2 + k_{wf}l^2} \right] \quad (2)$$

여기서 사용된 기호는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} k_{buf} &= k_{bfr} + k_{bfl} \\ k_{wr} &= k_{rl} + k_{rr} + k_r \\ k_{wf} &= k_{fr} + k_{fl} + k_f \end{aligned}$$

횡방향, 롤, 그리고 요 방향의 고유진동수도 위와 같은 과정을 거쳐서 계산할 수 있다. Table 2에는 수직, 피칭, 횡 방향, 롤 그리고 요 방향의 고유진동수가 계산되어 있다. 모든 고유진동수는 1-2 Hz의 범위에 들도록 스프링 상수를 결정하였다.

2.2 구동력

경사레일에서 구동력을 구하기 위해서 각 바퀴와 무한궤도에 걸리는 수직하중을 알아야 한다. 여기서 바퀴와 무한궤도의 구동토크는 충분히 크기 때문에 구동력은 바퀴와 무한궤도와 구동판사이의 마찰력에 의해서 제한된다고 가정한다. Fig. 4는 경사진 레일을 오르는 차량을 보여주고 있는데, 객차와 대차를 하나의 강체로 간주하여 m의 질량과 a의 가속도로 γ 의 경사를 가진 레일을 오른다고 가정한다. 휠베이스는 l이고 질량중심의 바퀴에 대한 수평위치와 노면에 대한 수직위치는 각각 l_f , l_r 그리고 h로 주어진다.

평지의 정지 상태에서 앞바퀴(f)와 뒷바퀴(r) 그리고 무한궤도(b)에는 각각 N_f , N_r , N_b 의 수직반력이

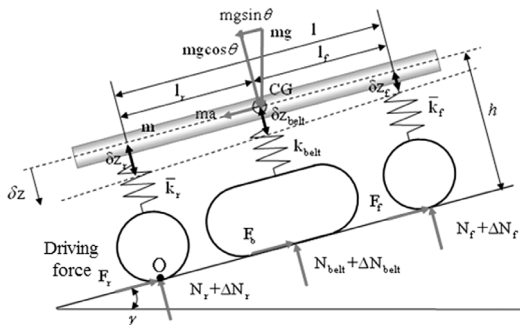


Fig. 4 Free body diagram for monorail car

작용한다고 가정한다. 이때 수직반력은 앞뒤 바퀴에 각각 전체하중의 1/3이 걸리고 무한궤도에 1/3이 걸리도록 스프링 강성을 조정하였다. 경사면을 오르게 되면 앞뒤바퀴와 무한궤도에 하중이동(ΔN)이 발생하므로 앞뒤바퀴 그리고 무한궤도에는 각각 $N_f + \Delta N_f$, $N_r + \Delta N_r$, $N_b + \Delta N_b$ 의 수직반력이 작용하며 이때의 구동력을 F_f , F_r , F_b 이라 한다. 수직력의 평형으로부터 다음 식이 구해진다.

$$N_f + \Delta N_f + N_b + \Delta N_b + N_r + \Delta N_r = mg \cos \gamma \quad (3)$$

뒷바퀴의 지면 접점 0 점에 대한 모멘트 평형으로부터 다음의 식이 구해된다.

$$\sum M_0 = 0 = l_r mg \cos \gamma - h mg \sin \gamma - mah - l_r (N_b + \Delta N_b) - l (N_f + \Delta N_f) \quad (4)$$

하중이동으로 인하여 차체는 피칭과 상하방향 변위가 발생하며 앞뒤 바퀴와 무한궤도 지지 스프링에서 각각 수직방향 변위 δz_f , δz_r , δz_b 가 발생한다.

$$\Delta N_f = k_f \delta z_f \quad (5)$$

$$\Delta N_r = k_r \delta z_r \quad (6)$$

$$\Delta N_b = k_b \delta z_b \quad (7)$$

차체의 피칭각도는 일정하므로 수직방향 변위 사이에는 다음의 관계가 성립한다.

$$\frac{\delta z_r - \delta z_b}{\delta z_b - \delta z_f} = 1 \quad (8)$$

위의 식을 풀면 앞뒤 바퀴와 무한궤도에서의 하중 이동량이 구해진다.

$$\Delta N_f = k_f \delta z_f = - \left(\frac{h}{l} \right) ma + \frac{1}{6} mg \cos \gamma \quad (9)$$

$$\Delta N_r = k_r \delta z_r = \left(\frac{h}{l} \right) ma - \frac{1}{6} mg \cos \gamma \quad (10)$$

$$\Delta N_b = k_b \delta z_b = 0 \quad (11)$$

바퀴와 무한궤도에 충분한 구동토크가 작용한다고 가정하면 구동력은 마찰력에 의해서 결정되므로 경사면에서 a의 가속도로 구동되는데 요구되는 힘은 다음과 같다.

$$ma = \mu_w (N_f + \Delta N_f) + \mu_b (N_b + \Delta N_b + N_m) + \mu_w (N_r + \Delta N_r) - mg \sin \gamma \quad (12)$$

여기서 μ_w 는 바퀴와 노면, μ_b 는 무한궤도와 노면 사이의 마찰계수를 나타내며, N_m 은 무한궤도와 구동판 사이의 자력을 나타낸다.

식 (12)에 하중 이동량 (9)~(11)을 대입하면 γ 의 경사레일을 a 의 가속도로 오르는데 필요한 무한궤도의 자력 N_m 의 크기가 다음과 같이 구해진다.

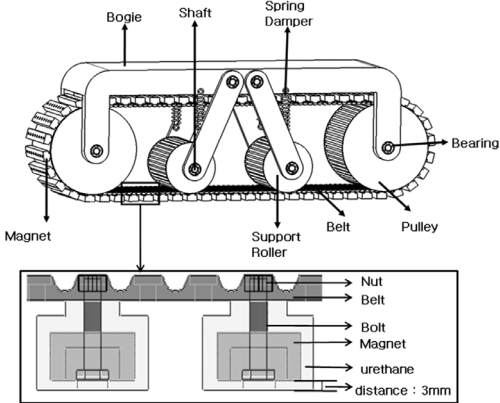
$$N_m = \frac{m}{\mu_b} (a - \mu_w \frac{1}{6} g \cos \gamma + g \sin \gamma - \frac{1}{2} g \cos \gamma) \quad (13)$$

전체 구동력 F_x 은 바퀴 및 무한궤도의 수직하중에 마찰 계수를 곱하여 더한 것이다.

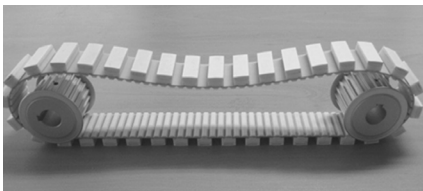
$$F_x = \mu_w (N_f + \Delta N_f + N_r + \Delta N_r) + \mu_b (N_b + \Delta N_b) \quad (14)$$

2.3 자석식 무한궤도

경사레일에 사용되는 무한궤도는 Fig. 5와 같이 자석 벨트, 풀리, 지지롤러와 링크, 스프링과 댐퍼 등으로 구성되어 있다. 자석벨트에서 자석은 자력 증대와 파손방지를 위해 철판으로 감싸고 볼트를 이용하여 벨트와 결합된다. 자석과 주행판 사이는 우레탄 두께(3mm)만큼 간극이 있다.



(a) Magnetic driving belt



(b) Scaled down magnetic driving belt

Fig. 5 Magnetic caterpillar

우레탄과 레일사이의 마찰력을 측정하기 위하여 우레탄 위에 자력에 해당하는 질량을 가지는 물체를 놓은 후 횡 방향으로 서서히 힘을 주고 마찰력을 측정하였다. Fig. 6은 건조한 레일과 물을 뿌린 상태에서 마찰력을 측정한 그래프를 보여주고 있다. 철판과 건조 상태에서의 우레탄과 레일의 정지 마찰 계수는 0.79, 동 마찰 계수는 0.5이다. 젖은 상태에서 정지 마찰 계수는 0.72, 동 마찰 계수는 0.45로 측정되었다. 젖은 상태뿐 아니라 눈이나 얼음이 레일을 덮은 상태에서도 15도의 경사 레일을 오를 수 있도록 바퀴와 벨트의 마찰계수는 실제 측정된 값보다 현저히 작은 $\mu_w=0.3$, $\mu_b=0.4$ 로 가정한다.

벨트에 사용된 자석은 영구자석 중 가장 큰 자력을 갖는 네오디움(NdFeB) 자석을 사용하였다. 자석을 감싼 철판은 5mm 두께를 가진다. 설계상 자석은 주행 철판 표면과 3mm떨어지게 된다. 축소모델에 사용되는 자석은 40×12×3mm의 크기를 가지며 주행판과의 거리에 따른 자력은 Fig. 7과 같다. 주행판과 3mm 간격을 가질 때 자력의 크기는 약 30.6N이다.

등판 가속도의 크기에 따라서 필요한 자석의 개수와 구동력은 식 (13)에 의해서 계산되며 그 결과를 Table 3에 정리하였다.

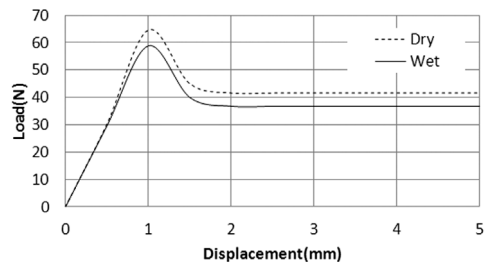


Fig. 6 Friction force of magnetic belt

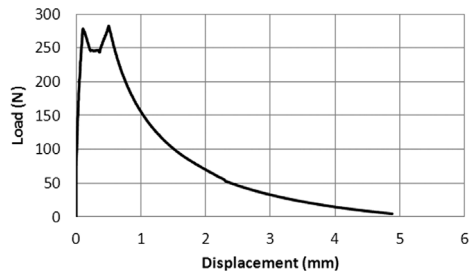


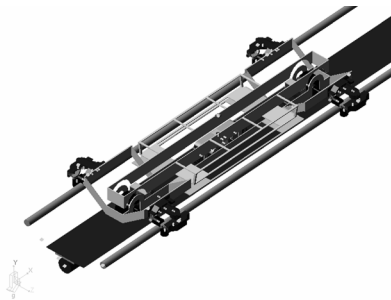
Fig. 7 Magnetic force as function of distance

Table 3 Required number of magnets and driving forces for given acceleration

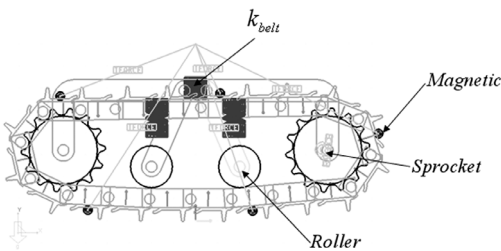
Acceleration (g)	μ_w	μ_b	Magnetic force (N)	# of magnets	Traction force (N)
0	0.3	0.4	2136	7	12699
0.1			14399	48	17604
0.2			26661	88	22509
0.3			38924	128	27414

2.4 주행해석

주행 해석을 위하여 무한궤도를 포함하는 모노레일을 범용 다물체 해석 소프트웨어인 RecurDyn의 Track Module을 사용하여 Fig. 8과 같이 모델링 하였다.⁵⁾ 차체는 보기와 스프링으로 지지되면, 보기의 구동바퀴는 스프링과 댐퍼로 지지되는 수직변위를 가지면, 좌우 및 횡방향 지지바퀴는 트레일링압 구조로 보기에 연결되며 트레일링압의 회전변위는 스프링과 댐퍼로 지지된다. 무한궤도는 총 20개의 요소로 구성되며 자력을 모델링하기 위해서 Fig. 7의 그래프에 주어진 것과 같이 무한궤도와 노면사이 간격의 함수로서 자력이 작용하도록 하였다. Fig. 8은 보기와 무한궤도의 모델을 보여준다. 해석에는 객차가 포함된다. 모델에 사용된 입력 값은 Table 4와 같다.



(a) Multibody monorail model



(b) Magnetic belt model

Fig. 8 Analysis model of Monorail system

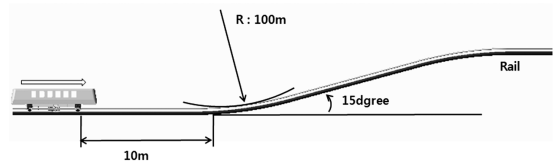


Fig. 9 Rail for hill climbing simulation

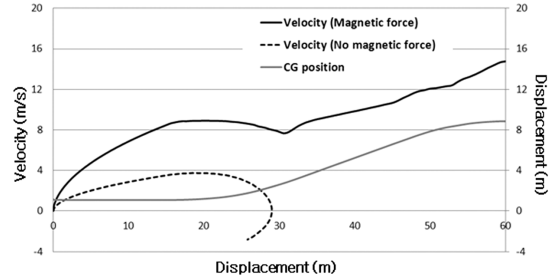


Fig. 10 Hill climbing capability

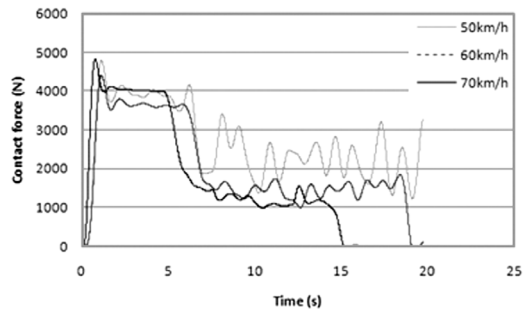


Fig. 11 Contact Forces of vertical guide wheel as function of velocity

모노레일은 자석식 무한궤도를 이용하여 최대 경사각 15°에서의 등판을 목표로 한다. 이때 차량은 Fig. 9에서와 같이 평지에서 10m주행 후 반경 100m의 전이구간을 지나 경사각 15°의 등판을 시작하게 된다.

등판성능을 확인하기 위하여 무한궤도에 자력이 작용할 때와 작용하지 않을 때 경사레일을 등판하는 경우를 해석하였다. Fig. 10의 그래프에서 자력이 없는 경우 평지에서 속도가 점차 증가하다가 경사레일에서는 속도가 감소하여 음의 속도가 발생하고 후진하는 것을 볼 수 있다. 그러나 자력이 있는 경우 질량중심점의 수직방향 궤적과 속도 그래프로부터 알 수 있듯이 모노레일이 양의 속도로 경사면을 오르는 것을 확인할 수 있다.

곡선로를 주행할 때에는 최고 속도 50km/h에서 선회가 가능해야 하며 전복에 대한 안정성을 가져야 한다. 차량은 목표속도 50km/h로 등속 주행을 하며 곡선선로를 주행한다. 선회시 안전성을 확인하기 위하여 레일의 곡률반경에 따른 횡방향 안내레일의 횡방향 변위 및 횡력을 계산 하였고, 최소 곡률반경을 가지는 레일에서 전복이 발생하는 속도를 구하였다.

원형 선로를 50km/h의 속도로 주행할 때 0.3g의 횡가속도가 발생하는 곡률반경은 식 (16)에 의해서 계산하면 65.8m로 구해진다.

$$a = \frac{v^2}{R} \quad (16)$$

Fig. 11은 선회 반지름 65.8m에 대해서 속도를 10km/h씩 증가 시킬 때, 바깥쪽 수직 안내 바퀴에 걸리는 반력을 보여주고 있다. 속도가 60 km/h이상의 되면 수직하중이 0으로 됨을 알 수 있다.

차량의 원형레일을 주행하면 횡방향안내 바퀴와 가이드 레일 사이에 변위가 발생한다. Fig. 12에는 휠베이스 l과 휠트랙 t의 차량이 곡률반경 R의 궤도를 주행할 때 레일과 안쪽 및 바깥쪽 횡방향 안내바퀴의 횡방향 이격거리를 보여주고 있다. 안쪽과 바깥쪽 횡방향 안내 바퀴와 가이드 레일 사이에는 각각 Δy_i 와 Δy_o 의 이격이 발생하고 이로 인한 스프링 변형으로 횡력이 발생한다. Fig. 12로부터 바퀴와 레일과의 횡방향 거리를 구하면 식 (17)과 같이 주어진다.

$$\Delta y_o = \left(R + \frac{t}{2} \right) \left(1 - \cos \frac{l}{2R} \right) \quad (17)$$

안내바퀴에 작용하는 힘과 변위는 곡선부에서 증가하게 되므로 안내바퀴와 레일의 횡방향 거리가 정해진 한도 이상으로 커지면 과도한 마찰력으로 인하여 차량이 불안정해 질 수 있다. 이는 결국 선로의 곡률반경을 제한하는 요소가 되고 설계시 이를 고려하여야 한다.⁶⁾ 차량의 휠베이스 l=6.3m과 휠트랙 t=2.41m에 대해서 최소 반지름 R=65.8에 대한 횡방향 거리는 0.077m이므로 안내바퀴의 허용 변위는 최소 0.077m 이상이 되어야 한다. Fig. 13은 시뮬레이션으로 계산한 횡방향 가이드 휠과 레일사이의 거

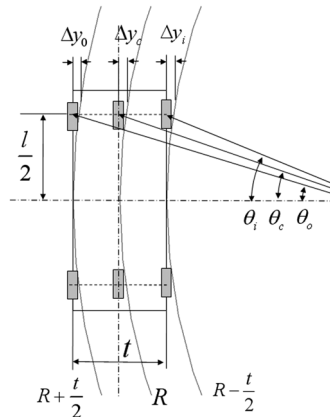


Fig. 12 Kinematic relation between lateral guide wheel displacement and rail curvature

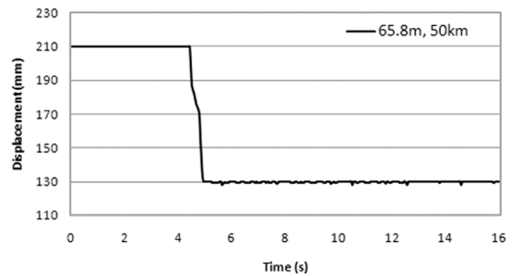


Fig. 13 Lateral displacement of guide wheel

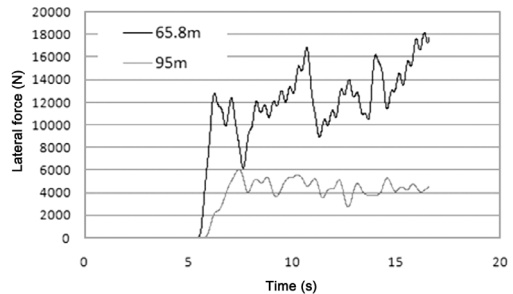


Fig. 14 Contact Forces of lateral guide wheel as function of rail curvature

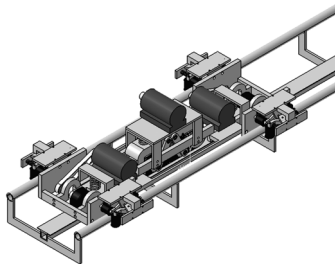
리를 보여주고 있고, Fig. 14는 선회 반지름 65.8m, 95m에 대하여 속도 50km/h로 주행하는 경우 횡방향 가이드 휠에 걸리는 횡력을 보여준다.

3. 축소 모델을 이용한 구동력 검증

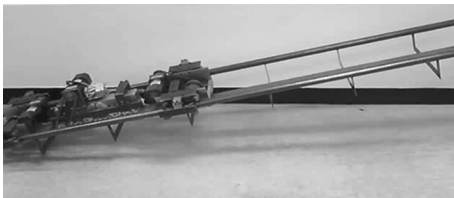
축소모델은 실제크기를 1/6로 축소하여 제작하였다. 무게는 114.5kg이며 객차를 제외한 보기 부분만 제작 하였다. 모터는 60W용량의 감속기 내장 모

터 3개를 사용하여 전후 바퀴와 무한궤도를 구동하였고, 차량은 5.5m/min으로 등속 주행을 한다. 스프링 강성은 설계와 동일한 하중배분이 되도록 하였다. 제작된 시험 주행 레일은 Fig. 1(e)와 같은 구조이며 경사각은 0~15도 조절이 가능하도록 하였다.

실험의 결과로부터 축소모델에 적용되는 총자력은 약 393.6N이며 제작된 차량에 대하여 측정된 μ_w 는 0.48 μ_b 는 0.6이다. 축소모델은 0, 5, 10, 15도의 등판각에 대해서 차량의 후면에 와이어로 고정된 로드셀과 연결하여 무한궤도 및 구동바퀴에 슬립이 발생할 정도의 충분한 동력을 전달하여 견인력을 측정하였다. Table 4는 레일 경사각에 대하여 계산된 구동력과 측정된 구동력을 비교하고 있다. 두 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.



(a) Scale down model design



(b) Photography of scale down model

Fig. 15 Scale down model of monorail bogie

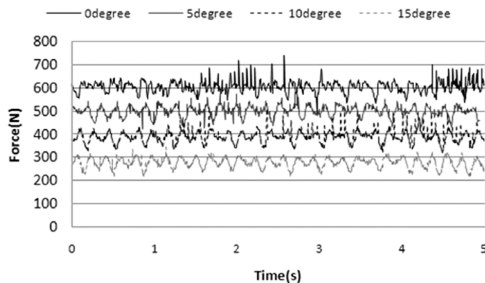


Fig. 16 Driving force of scaled down model as function of gradient angle

Table 4 Comparison of simulated and measured driving force

경사각 (degree)	견인력 (N)	
	계산값	측정값
0	611.7	608.8
5	512.2	489.4
10	410.2	393.7
15	306.6	279.3

4. 결론

본 논문에서는 자석식 무한궤도를 이용하여 등판 성능을 높이 모노레일 시스템에 대한 동역학 해석을 통하여 등판성능과 주행안전성을 해석하고 1/6 스케일 모델을 이용하여 성능을 검증하였다.

차량의 수직 및 횡방향 변위와 롤, 피치, 요 3방향의 회전운동에 대한 자유 진동 해석을 통해 고유진동수가 1-2 Hz의 범위를 가지도록 스프링 강성을 결정하였다. 자력을 통하여 노면 접지력과 구동력이 증가된 무한궤도를 가진 구동장치를 설계하였고, 무한궤도 우레탄의 마찰계수와 자력을 바탕으로 자석식 구동장치의 구동력을 계산하였다.

설계된 차량에 대한 다물체 동역학 해석을 통하여 증가된 등판 성능과 곡선주로의 선회 안정성을 검증하였다. 적절한 강도의 자석을 사용하여 목표한 15도의 경사로를 오를 수 있음을 확인할 수 있었다. 최소 곡률 반경의 곡선 선로를 허용 가능한 최대 속도로 주행할 때 전복 안정성에는 문제가 없었으나, 곡률로 인하여 횡방향 및 상하방향 안내바퀴에 비교적 큰 변위가 발생하게 되어 주행안정성을 저해할 가능성이 있으므로 최소 곡률 반경을 결정하는데 있어서 안내 바퀴의 거동을 우선적으로 고려해야 한다.

대차의 외형을 1/6으로 축소된 모델을 제작하여 목표 경사각에 대한 등판 성능을 확인하였고 구동력을 측정하여 유도된 식과 비교한 결과 잘 일치함을 확인할 수 있었다.

References

1) Y. O. Kim, "A Study on Monorail Station as a New City Infra - Based on the Yoido KBS Station Planning-," M. S. Thesis, Kyunghee University, Gyeonggi, Korea, 2007.

- 2) 특허 제10-0702617호: 레일카트시스템 및 레일 트랙시스템
- 3) CATIA, www.3ds.com/products/catia/welcome
- 4) Size Korea, Report of 5th Korean Physical Size Measurements, The Ergonomics Society of Korea, Ministry of Knowledge Economy, Korean Agency for Technology and Standards, 2004.
- 5) RecurDyn Training Guide, CMET Co. Ltd.
- 6) K.-S. Jeon, U. S. Lee and S.-H. Yun, "Dynamics of an AGT System Light Rail Transit with Rubber Tires," M. S. Thesis, Inha University, Incheon, Korea, pp.135-142, 2000.
- 7) S. Dakeshi, Railroad Vehicle and Design Technology, Gijunyungu-sa, Seoul, 2005.
- 8) J. T. Kim and T. S. Oh, "Characteristic of High Friction on Using Urethane and Particle Rubber," Research Journal of RIST, Vol.16, No.3, pp.292-298, 2002.
- 9) T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, Warrendale, 1992.