

자기부상열차/가이드웨이 동적상호작용 해석

김기정* · 한형석**† · 양석조**†

*충남대학교 메카트로닉스공학과, **한국기계연구원

Analysis of Dynamic Interaction Between Maglev Vehicle and Guideway

Ki-Jung Kim^{*}, Hyung-Suk Han^{**†} and Seok-Jo Yang^{**†}

^{*} Dept. of Mechatronics Engineering, Chungnam Nat'l Univ.,

^{**} KIMM

(Received June 18, 2013 ; Revised September 13, 2013 ; Accepted September 30, 2013)

Key Words: Urban Maglev Vehicle(도시형자기부상열차), Multibody Dynamics(다물체동역학), Dynamic Interaction(동적상호작용), Guideway Deflection(가이드웨이 처짐), Coupled Model(연성모델)

초록: 고가가이드웨이를 주행하는 상전도흡인식 자기부상열차(EMS-Type Maglev)는 가이드웨이의 유연성으로 인하여 전자석 현가시스템과 동적 상호작용을 일으켜 부상공극에 영향을 미친다. 특히, 전체 건설비를 줄이기 위하여 경량화 가이드웨이를 지향하면서 시스템 설계단계부터 차량과 가이드웨이 사이의 동적상호작용 해석에 의한 심도 있는 부상공극 분석이 더욱 필요하다. 본 논문에서는 보다 정교한 차량/가이드웨이 동적상호작용 해석모델이 제안된다. 제안된 모델은 가상시제 기반의 3 차원 전체차량, 모달합성법에 의한 유연 가이드웨이 및 피드백 제어기가 포함된 부상전자석의 동적 모델들이 하나로 통합된 것이다. 제안된 모델을 도시형 자기부상열차에 적용하여 차량의 속도와 레일조도가 부상공극 및 가이드웨이에 미치는 영향을 분석하였다.

Abstract: This study aims to investigate the dynamic interaction characteristics between Maglev vehicles and an elevated guideway. A more detailed model for the dynamic interaction of the vehicle/guideway is proposed. The proposed model incorporates a 3D full vehicle model based on prototyping, flexible guideway by a modal superposition method, and levitation electromagnets including the feedback controller into an integrated model. The proposed model was applied to an urban transit Maglev developed for a commercial application to analyze the dynamic response of the vehicle and guideway, and the effect of the surface roughness of the rail, mid-span guideway deflections, and air gap variations are then investigated from the numerical simulation.

1. 서 론

바퀴가 없는 자기부상열차는 차량과 레일 사이에 접촉이 없어 환경친화적인 미래 궤도교통수단의 하나가 될 것으로 전망된다. 일반적으로 자기부상열차는 Fig. 1 에서와 같이 고가가이드웨이를 주행한다. 그러한 가이드웨이 구조 특성상 가이드웨이의 유연성은 레일과 차량과의 부상 공극에 큰 영향을 미쳐 결과적으로 열차의 승차감, 안정성 및 안정성을 결정하게 된다. 특히, 초기 투자비

감축, 환경에의 영향 최소 등의 목적으로 가이드웨이의 경량화가 중요한 현안의 하나이다. 그러한 경량화는 당연히 유연성을 증대시키고 가이드웨이의 질량이 작아져 차량의 주행성능, 특히 부상 공극에 크게 영향을 미치므로 시스템 설계단계부터 심도 있게 차량과 가이드웨이 사이의 동적상호작용 해석에 의한 주행성능 분석이 요구된다.

차량/가이드웨이 동적상호작용 해석모델에 대한 연구는 1 자유도 모델에서부터 다자유도로 확장하는 연구가 수행되었다. 초기연구에서는 주로 단순 차량 모델을 이용하였으며, 전자석은 등가의 강성과 감쇠를 가진 선형화된 수동계로 치환하여 모델링한 연구가 다수를 차지하고 있다.⁽¹⁻³⁾ 이후에는 보다 실제 차량과 유사한 다자유도 모델링한

† Corresponding Author, hshan@kimm.re.kr, sjyang@cnu.ac.kr
© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

연구가 진행되었다. 또한, 차량의 횡적 움직임에 대한 연구도 수행되었다. 이 방법들은 효율적으로 동특성을 해석할 수 있는 장점이 있다. 한편, 가이드웨이는 주로 Euler-Benoulli 빔 모델을 이용하였다.^(2,3) 컴퓨터 기술의 발달로 가상시제 모델과 FE 방법을 이용한 차량과 가이드웨이의 동적상호작용 해석 연구가 최근에 활발히 진행되고 있다.⁽⁴⁾ 이런 모델들은 실제 차량의 거동을 보다 정확히 분석할 수 있는 것으로 알려지고 있다. 하지만 차량, 가이드웨이 그리고 피드백제어기를 하나의 동적 모델로 통합하여 해석한 연구는 부족하다. 이에 본 논문에서는 단순화를 최소화 시키기 위하여 가상시제 기반의 3 차원 전체차량, 모달중첩법에 의한 유연 가이드웨이 및 피드백 제어기가 포함된 모든 부상전차식의 동적 모델들이 하나로 통합한 모델을 제시하고 동적 상호작용 해석을 수행하는 것이다. 해석을 통하여 차량의 속도와 가이드레일의 표면조도가 부상공극 및 가이드웨이의 동특성에 미치는 영향을 분석하였다. 해석 결과는 향후 가이드웨이의 최적화 설계 기준에 필요한 자료가 될 것으로 기대된다.

2. 모델링

2.1 시스템 모델 및 해석 과정

제안된 해석 모델은 단순화를 최소화하여 시스템의 동특성을 해석하고자 하는데 목적이 있다. Fig. 2 는 제안된 차량과 가이드웨이 그리고 부상 제어기로 구성된 통합 해석 모델을 도식적으로 보여주고 있다. 차량 모델은 가상시제 기반을 두고 모든 물체, 조인트, 힘요소가 포함된 실물과 가장 가까운 모델이라고 할 수 있다. 특히, 시스템 진동을 분석하기 위하여 필요할 때 차체나 대차의 부재를 유연체로 표현할 수 있어 물체의 변형을 고려하여 외력, 관성 및 내력으로 인한 구조적 진동

을 반영할 수 있는 장점이 있다. 힘요소의 비선형성 특성도 역시 반영할 수 있다. 고가 가이드웨이는 전형적인 모델기법인 모드중첩법을 적용하여 2 차원 유연빔으로 표현된다. 중저속 자기부상열차에 있어서는 굽힘에 의한 진동이 상대적으로 비틀림에 비하여 주요하고 계산비용을 줄이기 위한 선택이라고 할 수 있다. 그러나 곡선 반경이 작은 노선의 경우 비틀림을 고려하기 위한 3 차원 모델의 사용이 요구된다. 부상제어기는 피드백 제어기로, 전자석의 부상공극과 가속도를 감지하여 일정 부상공극을 유지하기 위한 전류를 제어하기 위하여 전압을 결정한다. 결론적으로 차량, 유연가이드웨이 및 부상시스템은 하나의 시스템 운동방정식으로 통합돼 해석이 이루어진다. 본 논문에서는 다물체동역학 해석은 Virtual Lab. Motion 프로그램을 사용하였으며,^(5,6) 전자석 및 제어, 그리고 유연 가이드웨이의 모델 등을 수식화하여 별도의 사용자 정의 서브루틴(user defined subroutine)으로 구성하였다. 결과적인 해석 과정은 Fig. 3 과 같이 이루어진다.

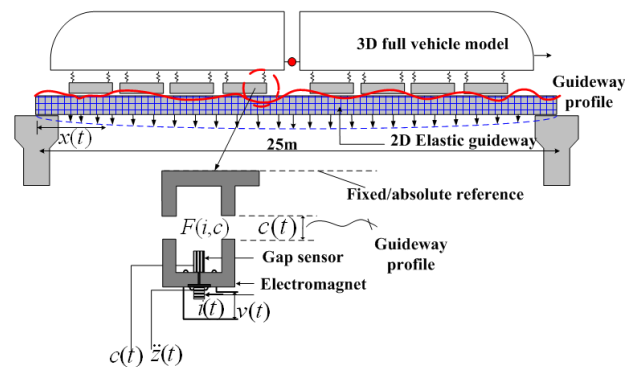


Fig. 2 An integrated elaborated analysis model



Fig. 1 Maglev vehicle running over the elevated guideway

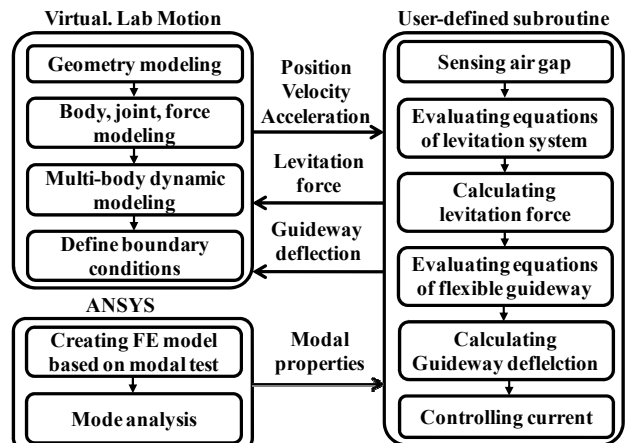


Fig. 3 Dynamic analysis process

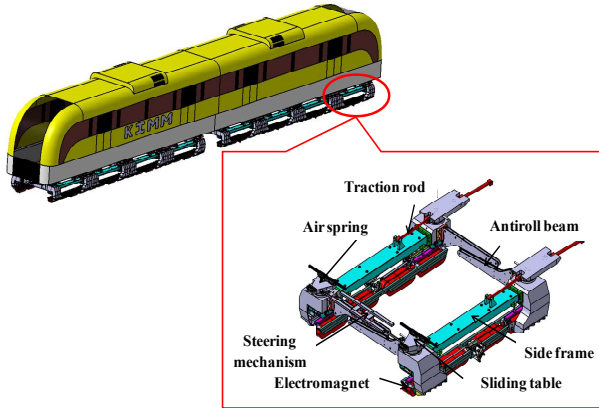


Fig. 4 Dynamic full model

2.2 차량

차량과 대차의 구조는 Fig. 4 에 보여주고 있으며, 대차당 좌우 8 개의 전자석과 좌우 사이드 프레임, 전후 타이빔, 좌우 4 개의 공기 스프링, 좌우 2 개의 견인바로 구성된다. 타이빔과 사이드 프레임은 볼조인트로 연결되어 있다. 차량에 대한 운동방정식은 비선형 구속다물체계 동역학 운동방정식을 이용한다. 본 논문에서는 결과적인 다물체 동역학 운동방정식만을 소개한다. 다물체 동역학 운동방정식은 식 (1) ~ 식 (4)와 같다. 즉, 차량을 구성하는 물체, 조인트, 힘 요소들은 식 (1)~식 (4)로 표현된다.⁽⁷⁾

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\Phi(q,t) = [\Phi_1(q,t), \dots, \Phi_m(q,t)]^T = 0 \quad (2)$$

$$\Phi_q \dot{q} = -\Phi_t \equiv v \quad (3)$$

$$\Phi_q \ddot{q} = -(\Phi_{qq})_q q - 2\Phi_{qt} \dot{q} - \Phi_{tt} \equiv \gamma \quad (4)$$

여기서, $q(t)$: 위치, $\dot{q}(t)$: 속도, $\ddot{q}(t)$: 가속도, $M(t)$: 질량 행렬, $\Phi_q(t) \equiv [\partial\Phi_j / \partial q_i]_{m \times n}$: constraint Jacobean, $Q(t)$: 외력, $\lambda(t)$: Lagrange multiplier.

2.3 전자석

전자석 현가장치의 원리는 Fig. 2 시스템 통합 모델에서 보여주고 있으며 부상력은 전류와 부상 공극 2 차 함수이며, 정상 운행 영역 내에서 선형성이 유지되기 때문에 선형화된 수식을 사용하여 모델링을 수행한다. 전류와 공극의 공칭점 (i_0, c_0)을 기준으로 선형화시키면 부상력과 전류의 변화량은 식 (5)와 식 (6)과 같다.⁽⁸⁾

$$F_0(\Delta c(t), \Delta i(t)) = k_c \Delta c(t) - k_i \Delta i(t) + F_{static} \quad (5)$$

$$\Delta i(t) = \frac{k_c}{k_i} \Delta \dot{c}(t) - \frac{R}{L_0} \Delta i(t) + \frac{1}{L_0} \Delta v(t) \quad (6)$$

여기서,

$$L_0 = \frac{\mu_0 N^2 A}{2c_0}, \quad k_i = \frac{\mu_0 N^2 A i_0}{2c_0^2}, \quad k_c = \frac{\mu_0 N^2 A i_0^2}{2c_0^3}$$

F_{static} 는 차량의 자중이며, F_0, i_0, c_0 는 공칭점에서 부상력(N)과 전류(A) 그리고 부상 공극(m)을 의미한다. 또한 A 는 코어의 단면적(m²), i 는 전자석의 전류, μ_0 는 공기 투자율, N 은 코일 턴수(turn), R 은 저항(Ω)을 의미한다.

부상제어는 부상 공극 변화량 $\Delta c(t)$ 을 허용 범위 내로 유지하기 위해 5 개의 관측 상태변수를 이용한 전압 $\Delta v(t)$ 을 제어하는 방법을 이용한다.⁽⁶⁾

$$\begin{aligned} \Delta v(t) = & k_1 \Delta \ddot{z}(t) + k_2 \Delta \dot{z}(t) + k_3 \Delta z(t) \\ & + k_4 \Delta \dot{c}(t) + k_5 \Delta c(t) \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, $\Delta \ddot{z}(t)$ 는 관측 가속도, $\Delta \dot{z}(t)$ 는 관측 속도, $\Delta z(t)$ 는 관측 위치, $\Delta \dot{c}(t)$ 는 관측 공극, $\Delta c(t)$ 는 관측 공극 속도이며, 그리고 k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 는 제어 게인들이다.

상태 제환에 이용되는 5 개의 관측 상태 변수 중 단지 실측 가속도 $\Delta \ddot{z}(t)$ 와 실측 부상 공극 $\Delta c(t)$ 을 이용하는 관측기에 의하여 추정한다. 이 부상제어기에 의한 동역학 방정식은 상태 변수로 구성된다. 전자석의 전류 방정식 식 (5)와 상태 관측기 식 (7)를 차량의 운동방정식, 식 (1)~식 (4)에 조합하여 시스템의 지배 방정식을 구성하였다. 결과적으로 전자석의 힘에 의한 힘은 식 (1)의 우변에 더해져 시스템 지배 방정식을 구성한다.

2.3 가이드웨이

기계연구원 시험선로 중 25m 단경간 콘크리트 가이드웨이를 대상으로 유한요소 모델링을 수행한 후 모드해석을 통해 얻어진 결과물을 활용하여 시스템 통합모델에 운동방정식으로 적용하였다. 모드 해석 결과는 Fig. 5 에 보여주고 있다. 주 진동 변형은 1 차와 2 차 굽힘모드만을 고려하였다. 유한요소 모델의 신뢰성을 확보하기 위해 대상 가이드웨이의 진동계측을 수행하였으며 Fig. 6 은 측정

Table 1 Natural vibration modes

25m concrete girder	Natural frequency (Hz)		Damping ratio (%)	
	1 st	2 nd	1 st	2 nd
	7.1	24.9	1.08	2.41

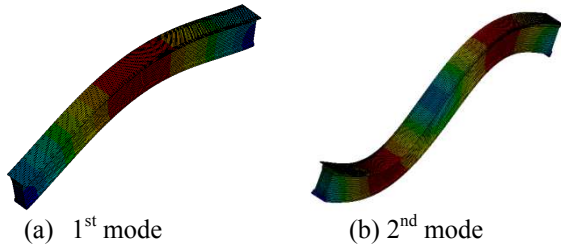


Fig. 5 Vibration modes

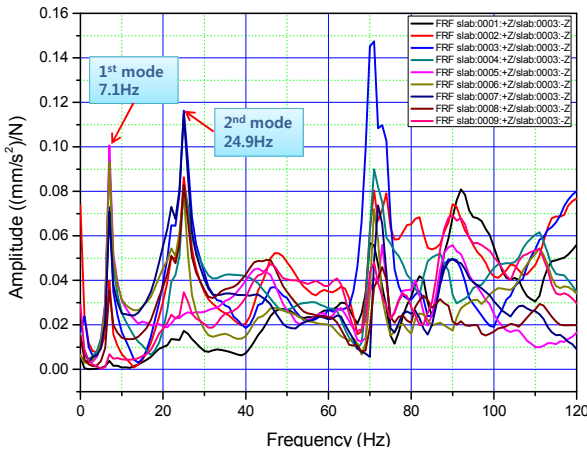


Fig. 6 Measured acceleration spectrum of guideway

된 가속도 스펙트럼 보여주고 있으며 그 결과는 Table 1 에 정리하였다. 진동모드해석 결과 1 차 고유진동수는 7Hz 로 현장시험 고유진동수 7.1Hz 와 거의 유사하다. 마찬가지로 2 차 고유진동수 역시 유사함을 알 수 있다. 저주파수에 위치한 가이드웨이의 고유진동수는 자기부상열차의 부상안정성에 상당한 영향을 줄 것으로 생각된다.

가이드웨이는 모드중첩법을 이용하여 일반좌표계, $q_n(t)$ 과 진동 모드, $\phi_n(x)$ 의 곱으로 처짐을 표현하였으며, 이를 통하여 가이드웨이 운동방정식을 유도하였다. 이때 가이드웨이와 차량과의 상호작용을 고려한 운동방정식은 식 (9)와 같다.

$$u(x,t) = \sum_{n=1}^N q_n(t)\phi_n(x) \tag{8}$$

$$M_n \ddot{q}_n + C_n \dot{q}_n + K_n q_n = \phi_n^T P(x,t) \tag{9}$$

여기서, $P(x,t) = \sum_{i=1}^{Near} \sum_{j=1}^{Nbogie} \sum_{k=1}^{Nms} \sum_{l=1}^{NatsratForce} F_{zijkl}(x,t)$, $F_{zijkl}(x,t)$ 은

식 (5)의 부상력 중 21 개의 좌표로 이산화시킨 전자석의 한 좌표에서의 부상력이다. 이는 더욱 정밀한 결과를 얻기 위해 전자석 모듈당 21 개로 이산화시켜서 계산하게 된다. 가이드웨이와 자기부상열차 모델을 연성시키기 위해서 식 (9)를 상태 공간 방정식으로 변환하여 시스템 통합모델에 적용하였다. 결과적인 가이드웨이 운동방정식은 식 (10)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + BP(x,t) \\ y(x,t) &= Cx(t) + DP(x,t) \end{aligned} \tag{10}$$

여기서, $x = [q(t), \dot{q}(t)]^T$ 는 일반화된 좌표 및 속도이며, $y = [u, \dot{u}, \ddot{u}]^T$ 는 가이드웨이의 변위, 속도 그리고 가속도이다. 임의 시간 t에서 차량의 부상력, $P(x,t)$ 는 입력으로 적용되어 가이드웨이에 작용되게 된다. A, B, C, D 행렬은 각각 다음의 식들을 의미한다.

$$\begin{aligned} A &= \begin{pmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ M^{-1}\phi^T \end{pmatrix}, \\ C &= \begin{pmatrix} \phi & 0 \\ 0 & \phi \end{pmatrix}, \quad D = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \phi M^{-1}\phi^T \end{pmatrix} \end{aligned}$$

여기서, M 은 모달 질량, K 는 모달 강성 그리고 C 는 모달 감쇠이다. 감쇠비는 Table 1 의 진동시험에서 얻어진 값을 적용하였다.

결국 전자석의 부상력은 가이드웨이의 상태 공간 방정식의 외력으로 작용하게 되며 가이드웨이의 운동방정식에 의해 구해진 처짐은 다시 차량의 외란으로 적용되며 부상제어기로 제어가 이루어진다.

2.4 가이드웨이 표면조도

자기부상열차의 주행 특성에 영향을 미치는 인자는 가이드웨이 정적 처짐, 동적 상호작용에 의한 진동 및 가이드웨이 조인트와 가이드웨이 표면 조도 등이 있다. 특히, 가이드웨이 표면 조도가 자기부상열차에 미치는 영향이 클 것으로 예상되어 그 영향도를 분석하고자 한다. 표면 조도는 허용 가능한 Versine 으로 제한할 수 있으며 2 점을 잇는 특정한 길이(Chord length)의 기준선에서의 최대 편차로 정의한다.⁽⁹⁾ Fig. 7 은 생성된 랜덤 표면 조도 형상의 한 예를 보여주고 있다. 본 논문에서는 Table 2 에 제시된 3 가지 최대 편차를 가지는 표면 조도 형상을 외란 입력으로 사용한다. 이산적인 표면 조도 형상 데이터를 Cubic spline 보간법을 이용하여 연속 형상화하고, 형상의 기울기도 Cubic spline 보간법으로 계산한다.

Table 2 Surface roughness

	Surface roughness (mm)
Case 1	-2.5 ~ 1.5
Case 2	-3.5 ~ 2.5
Case 3	-4.5 ~ 3.5

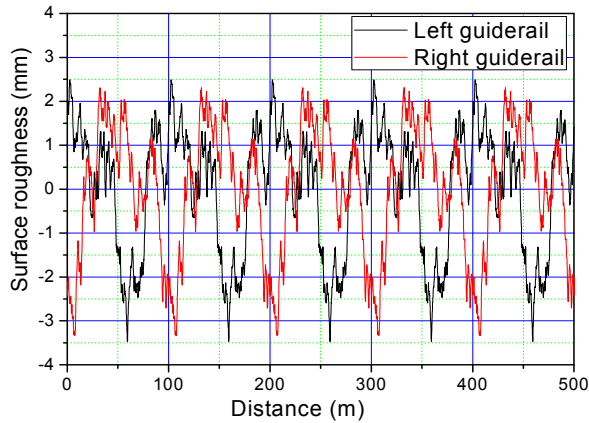


Fig.7 Surface roughness, Case 3

3. 해석

3.1 가이드웨이 표면 조도의 영향

가이드웨이 표면 조도의 최대 편차가 자기부상열차 거동에 미치는 영향을 파악하고자 속도의 증가에 따라 동적 응답을 분석하였다. Table 2에 보여지는 3가지 표면 조도에 따라 수행하였으며 Fig. 8과 9는 속도 110km/h에서는 부상공극과 차체 수직 가속도의 시간이력을 보여주고 있다. Fig. 10은 표면조도 조건과 주행 속도에 따른 응답의 최대 편차를 취하여 그래프로 나타내었다. Fig. 11은 속도에 따른 최대 가속도 크기를 그래프로 나타내었다. 부상공극은 표면 조도 편차가 클수록 증가하며, 저속에서는 속도가 증가함에 따라 증가하지만 50km/h 이상에서는 완만하게 줄어들다가 110km/h에서 다시 증가한다. 이는 차량의 관성 때문에 고속에서는 외란을 무시하고 주행하는 것으로 판단된다. 차체의 수직 가속도는 속도가 증가함에 따라 선형적으로 증가하고 표면조도 편차보다는 Fig. 9와 같이 가이드웨이가 중앙부 최대 처짐 부분에서 차체 가속도가 커지는 것으로 보아 처짐에 의한 영향을 받는 것을 알 수 있다.

3.2 가이드웨이의 동적 응답

자기부상열차와 가이드웨이의 동적 상호작용에 의해서 발생하는 가이드웨이의 정적 및 동적 최대 처짐량으로부터 충격계수를 계산할 수 있다. 자기부상열차의 경우 일반 바퀴식 열차와는 달리

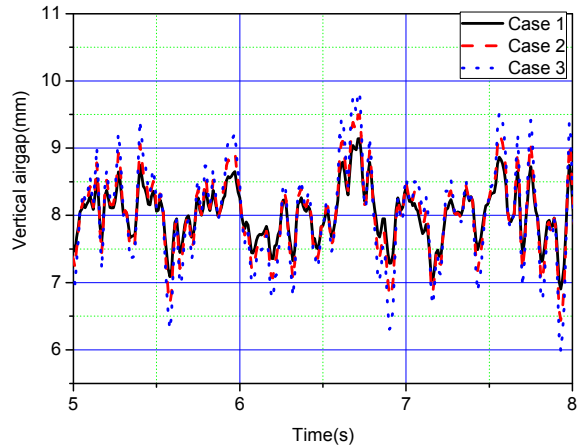


Fig. 8 Air gap time history, 110km/h

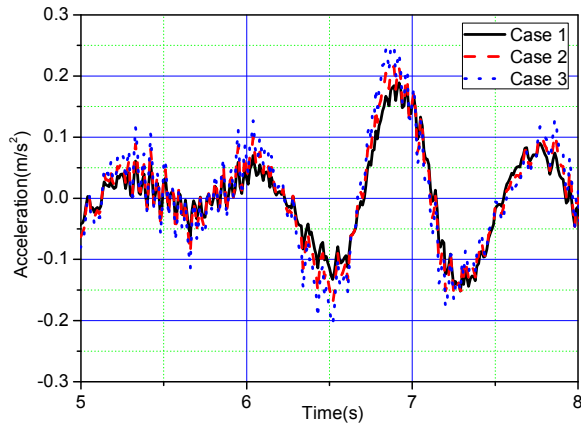


Fig. 9 Car body acceleration time history, 110km/h

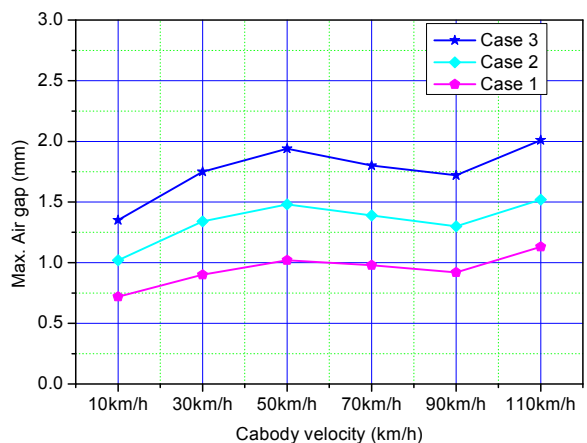


Fig. 10 Max. air gap deviations according to velocity

기계적 접촉이 없고 분포하중이므로 일반 철도와는 작을 것으로 예상된다. 일본 자기부상열차 Linimo의 경우 콘크리트 가이드웨이는 0.1 그리고 강재의 경우는 0.15로 규정하고 있다. 한편 일반 철도교의 경우 25m 경간 길이의 경우 0.34로 충격계수 한계를 규정하고 있다. 본 논문에서는 기계연구원 시험선로

Table 3 Impact factor

Velocity(km/h)	Mid-span deflection(mm)		Impact factor
	Dynamic	Static	
10	3.57	3.56	0.003
30	3.58	3.56	0.006
50	3.58	3.56	0.006
70	3.59	3.56	0.008
90	3.62	3.56	0.017
110	3.64	3.56	0.022

Table 4 Guideway deflection

Velocity(km/h)	Mid-span deflection(mm)		Ratio
	Test	Simulation	
5	3.77	3.57	1.05
10	3.71	3.57	1.04
20	3.69	3.57	1.03
30	3.69	3.58	1.03
40	3.70	3.58	1.04

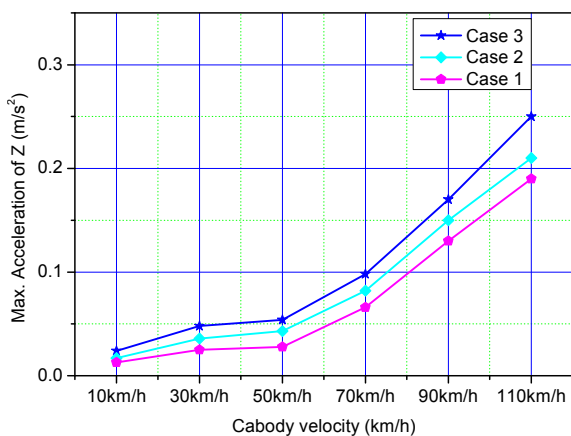


Fig. 11 Max. acceleration according to velocity

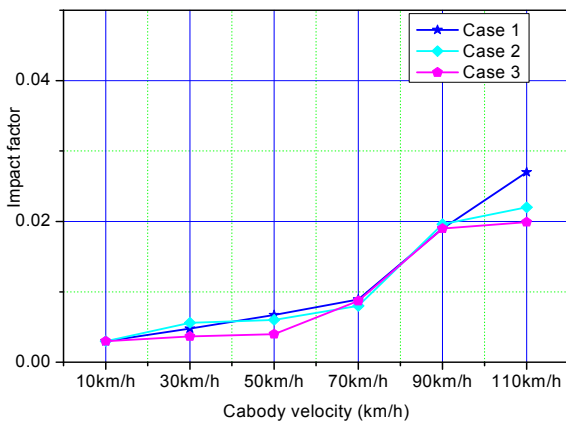


Fig. 12 Impact factor according to velocity

25m 콘크리트 가이드웨이를 대상으로 충격계수를 산정하고 분석하고자 한다. 해석 결과 정적 처짐은 3.56mm 이며 속도에 따른 동적 처짐은 Table 3에 나타내었다. Fig. 12 에 속도별 충격계수 변화를 제시하였으며, 보이는 것과 같이 자기부상열차 가이드웨이의 동적 증폭은 크지 않음을 알 수 있다. 도시형 자기부상열차의 설계 최고 속도인 110km/h 에서도 0.022 이하로 동적 증폭효과는 작다고 할 수 있다.

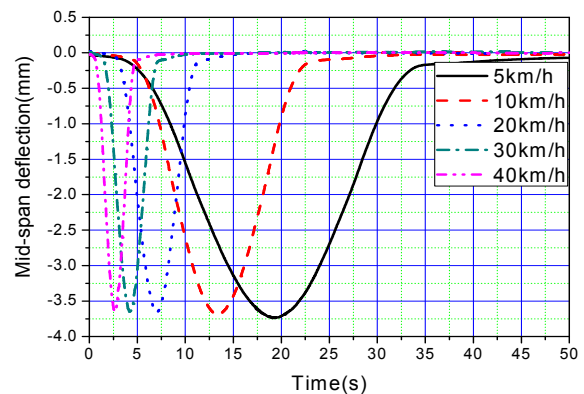


Fig. 13 Mid-span guideway deflection of test

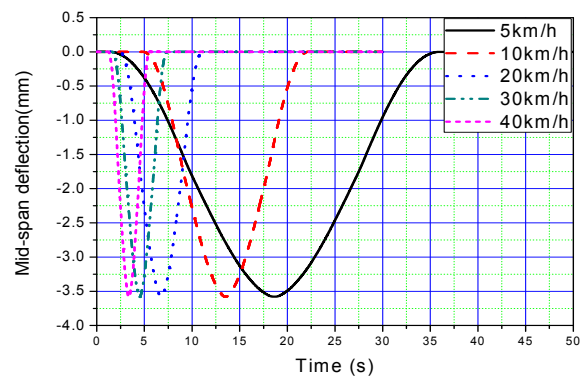


Fig. 14 Mid-span guideway deflection of analysis

4. 주행 시험

시험선로에서 주행 시험을 통해 대상 가이드웨이의 동적 처짐 응답을 측정하였다. 이는 해석의 신뢰성을 확인하기 위해 수행하였다. 측정 위치는 경간 중앙부, 4/1 지점 그리고 교각 부분이다. Table 4 에 현장 시험과 해석을 통한 가이드웨이 중앙부 최대 처짐 결과를 제시하였다. 그 결과 오차는 5%이내로 나타났다. 결국 고유진동수와 최대 처짐의 비교를 통하여 현장 시험과 해석 모델의 유사성을 확인하였다. Fig. 13 과 14 는 각각

시험과 해석의 처짐 결과 그래프를 보여 주고 있다.

5. 결 론

상전도흡인식 자기부상열차의 부상 공극을 평가하기 위한 상세한 동적상호작용 모델이 제안되었다. 제안된 모델은 3 차원 전체 차량, 모달중첩에 의한 2 차원 유연가이드웨이, 피드백 부상제어기 및 가이드웨이 불규칙도를 하나의 시스템으로 통합한 모델이다. 그 모델은 모든 부시스템의 동특성을 상세하게 반영하여 시스템적으로 부상공극을 평가할 수 있는 장점이 있다. 제안된 통합 해석 모델이 시험과 유사한 동특성을 갖는 것이 검증되었다. 제안된 모델을 자기부상열차에 적용하여 차량과 가이드웨이의 동적 상호작용 특성을 분석하였다. 특히, 표면 조도의 조건에 따른 자기부상열차의 부상공극 응답 및 속도에 따른 가이드웨이의 처짐 응답을 분석할 수 있었다. 도출된 결과는 다음과 같다.

(1) 표면 조도의 편차가 클수록 부상공극은 최대 편차는 증가한다. 속도 증가에 따라서는 30km/h 까지는 선형적으로 증가하나 그 이후에는 유사한 부상공극 최대 편차를 보이고 있다.

(2) 차체의 수직 가속도의 최대값은 표면 조도의 최대 편차에 따라서는 70km/h 에서는 영향력이 없으나 그 이상에서의 속도에서는 차이를 보이고 있다. 또한, 속도에 따라 커지는 경향이 있다.

(3) 동적 증폭 효과는 25m 콘크리트 가이드웨이의 경우 0.022 미만으로 해석되었으며, 이는 일본 자기부상열차 Linimo 의 충격 계수의 규정인 0.1 보다도 작은 값을 나타내었다. 이를 통해 자기부상열차의

경우 동적 증폭 효과는 작음을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Cai, Y., Chen, S.S., Rote, D.M. and Coffey, H.T., 1994, "Vehicle/Guideway Interaction for High Speed Vehicles on a Flexible Guideway," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 175, No 5, 625~646.
- (2) Hågele, N. and Dignath, F., 2009, "Vertical Dynamics of the Maglev Vehicle Transrapid," *Multibody System Dynamics*, Vol. 21, 213~231.
- (3) Dai, H.G., 2005, "Dynamic Behavior of Maglev Vehicle /Guideway System with Control," Ph.D. dissertation, Case Western Reserve University.
- (4) Han, H.S., 2003, "A Study on the Dynamic Modeling of a Magnetic Levitation Vehicle," *JSME International*, Vol. 46, No. 4, pp. 1497~1501.
- (5) Yim, B. H. and Han, H. S., 2009, "Curve Negotiation Analysis of a Maglev Vehicle Utilizing Electromagnetic Suspension System," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, No. 10, pp. 1287~1304.
- (6) Kim, K.J., Han, H.S., Kim, C.H. and Yang, S.J., 2013, "Effect of the Damper between Maglev Vehicles on Curve Negotiation," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng A*, Vol.37, No 4, pp 581~587.
- (7) Han, H.S., Kim, S.H., Yim, B.H. and Hur, Y.C., 2008, "Stability Analysis of a Maglev Vehicle Utilizing Electromagnetic Suspension System," *Trans. KSAE*, Vol.16, No 3, pp 118~126.
- (8) Sinha, P. K., 1987, *Electromagnetic Suspension Dynamics & Control*, Peter Peregrinus Ltd, London, United Kingdom.
- (9) Han, H.S., Yim, B.H., Lee, N.J., Kim, Y.J. and Kim, B.H., 2009, "Prediction of Ride Quality of a Maglev Vehicle Using a Full Vehicle Multi-Body Dynamic Model," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, No. 10, pp. 1~16.