

자기부상열차 모듈의 동특성 시뮬레이션

Dynamic Simulation for Modules of a Magnetically-Levitated Vehicle

金 鍾 文[†]
(Jong-Moon Kim)

Abstract - In this paper, dynamic simulation results for modules of a magnetically-levitated(Maglev) vehicle are presented. The mathematical dynamic models for the Maglev vehicle are firstly derived. The Maglev system consists of one vehicle, two half-bogies, one guideway, four secondary suspensions, eight electromagnets and levitation control systems. Also, the dynamic characteristics are analysed by using the derived models. Finally, two simulations, such as reference airgap step change of 1mm and rail step change of 1mm, are carried out. The dynamic simulation results are shown to testify the developed dynamic simulation program. From the results, we can see the possibility of the dynamic simulation program to develop a new Maglev vehicle system.

Key Words : Dynamic simulation, Maglev Vehicle, Magnet Module, Guideway, Levitation Control

1. 서 론

자기부상열차는 기존의 바퀴식 열차와 비교하여 친환경적이고, 뛰어난 가감속, 작은 곡선반경 등의 성능이 좋고, 유지보수에 이점이 있어서 지난 40여 년 동안 독일과 일본은 꾸준히 자기부상열차를 개발하여 각각 2004년 1월과 2005년 3월에 상업운전을 시작하였고, 국내에서는 자기부상열차를 약 15여 년 간 연구하였으나, 최초의 실차형 자기부상열차 모델인 UTM(Urban Transit Maglev)이 1998년에 개발되었다 [1-2]. 현재는 건설교통부 주관의 실용화 사업을 위해 타당성 조사를 실시하고 있다[3].

국내에서 주로 개발하는 자기부상열차는 도시형 상전도 흡인식이며, 이 모델은 일본의 HSST(High Speed Surface Transport)와 거의 유사한 시스템이다. 일본은 [4]에서 알 수 있듯이 상업 운전의 기술 수준까지 도달하였으나, 국내는 아직까지는 기술적으로 상업화 수준에 못 미치고 있다. 자기부상열차는 차량, 신호, 궤도, 전력 등 많은 요소 시스템으로 이루어져 있으며, 상업화를 위해서는 각 요소 시스템의 동특성 해석 능력이 확보되어야만 한다. 즉, 동특성 해석 능력은 자기부상열차의 기술 수준에 대한 척도라고 할 수 있다. 이 중에서 차량과 궤도는 매우 밀접하게 서로 영향을 주기 때문에 동시에 해석을 해야만 한다. 차량 및 궤도의 동특성 시뮬레이션은 수학적 해석을 한 후, 소프트웨어 툴을 이용하여 그 결과를 확인하는 과정이며, 이를 통하여 부상제어 계인 최적화, 2차 서스펜션의 설계, 궤도의 경량화 설계, 승차감 향상 등의 목적을 달성할 수 있다.

이 논문의 목적은 자기부상열차의 차량 및 궤도의 동특성

해석 및 시뮬레이션을 위한 수학적 모델링 및 시뮬레이션 기법을 제안하는 것이다. [5]에서는 동특성 시뮬레이션을 위해서 동특성 전용 툴을 사용하였으나, 여기서는 Matlab S/W를 사용하였다. 검증된 상업용 툴을 사용하는 것도 의미가 있지만, 차량 단위에서 직접 수학적 모델링을 하면 부상제어 알고리즘 설계에 직접적인 도움을 줄 수 있다는 장점이 있어서 꼭 해야할 일이라고 본다. 해석 대상은 그림 1과 같이 자기부상열차 차량 1개와 보기 2개 그리고 2차 서스펜션 및 궤도를 포함하고 있으며, 차량의 한 쪽 변만을 취급하였다. 자기부상열차의 모듈의 한 쪽은 안티-롤 빔에 의해 반대쪽 모듈이 연결되어 있어 상호간의 기계적인 영향을 크지 않다. 따라서 해석 모델로서 한쪽 모듈만을 고려해도 큰 문제는 없게 된다. 동특성 시뮬레이션 결과로서, 1mm의

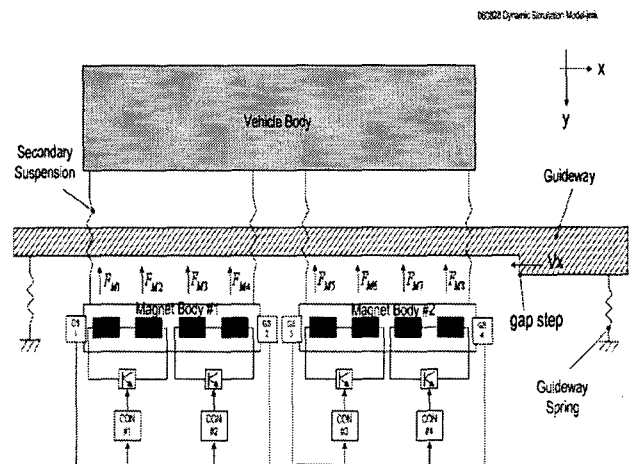


그림 1 상전도 자기부상열차의 동특성 시뮬레이션 모델
Fig. 1 Dynamic simulation model for an electromagnetic maglev vehicle

[†] 교신저자, 正會員 : 韓國電氣研究院 計測制御研究그룹
先任研究員 · 工博

E-mail : jmkim@keri.re.kr

接受日字 : 2006年 10月 23日

最終完了 : 2006年 11月 27日

기준 갭 스텝 응답과 1mm의 레일(트랙) 스텝 응답을 얻었다. 이 결과에서 시뮬레이션 프로그램이 향후 상업용 자기 부상열차에 대한 동특성 해석 기술 연구에 유용하다는 것을 확인할 수 있었다.

이 논문의 내용으로, 먼저 2.1절에서는 대상 자기부상열차 시스템에 대해 설명하였고, 2.2절에서는 각 요소 시스템에 대한 수학적 모델링 및 해석 그리고 2.3절에서는 동특성 시뮬레이션 결과를 보였고, 마지막 3장에서 결론을 맺었다.

2. 본 론

2.1 시스템 설명

이 절에서는 이 논문에서 다루고자 하는 자기부상열차 시스템에 대해 설명을 한다. 상전도 자기부상열차 시스템은 일본의 HSST 모델과 한국의 UTM 모델과 같이, 차량과 궤도, 신호 및 전력시스템으로 이루어져 있다. 차량은 차체, 2차 서스펜션, 전자석 바디, 부상제어 시스템, 추진제어 시스템 및 선형전동기 등으로 구성되어 있다. 자기부상열차에서의 주요 이슈는 경제성, 성능 및 신뢰/안전성 등이다. 경제성은 주로 궤도 경량화가 크게 좌우하며, 성능은 부상 및 추진 그리고 신호 등이 결정한다. 따라서 새로운 자기부상열차를 개발하기 위해서는 시스템 설계가 매우 중요하다고 할 수 있다.

상업용 자기부상열차는 보통 2량 혹은 3량 1편성으로 구성되어 있지만, 여기서는 자기부상열차에 대한 기술 축적을 위해 차량 1량에 한정하였고, 보기 수도 2개로 하였다. 또한, 양쪽 사이드 중 한쪽 사이드만을 대상으로 하였다. 보기 수가 2개인 경우, 실제 시스템을 완벽하게 표현할 수는 없으나, 추진 때 일어나는 차량의 피칭 운동을 모델링을 할 수 있기 때문에 충분하다고 본다. 그림 1은 상전도 자기부상열차의 동특성 시뮬레이션 모델이다. 차체는 4개의 2차 서스펜션으로 지지되며, 전자석 바디(보기)와 차체 사이에 2차 서스펜션이 있다. 하나의 전자석 바디는 4개의 U자형 전자석으로 구성되어 있고, 갭 센서와 가속도 센서는 전자석 바디 양 끝에 있다. 전자석 바디의 각 코너에는 2개의 전자석이 직렬 연결되어 있고, 이 직렬 연결된 전자석 하나를 부상제어기 하나가 담당한다. 차체와 전자석 바디는 추진 때 발생하는 피칭 운동과 히빙 운동이 주로 있으며, 롤링과 요잉 운동은 안티-롤 빔에 의해 구속되어 있어 그 크기가 크지 않다고 가정을 하였고, 따라서 여기서는 고려를 안 하였다. 또한 궤도는 유연한 특성을 지니고 있으며, 이 논문에서의 궤도의 고유주파수는 표 1에 나타나 있듯이 약 7.2Hz이다. 또한, 차량속도는 100km/h 이고, 궤도에 1mm의 수직 단차가 있을 경우를 가정하여 모델링 하였다.

2.2 시스템 모델링

그림 1의 차체, 2차 서스펜션, 전자석 바디 및 궤도 시스템에 대한 수학적 모델링을 하기 위해 먼저 그림 2와 같이 각 요소의 위치신호에 대한 정의를 한다. 각각의 신호는 절대 기준면을 기준으로 정의되며, 차체는 편의상 아래로 바뀐 표시를 하였다. 이 그림에서 차체와 전자석 바디 중심에

서의 운동과 2차 서스펜션이 있는 지점에서의 운동에 대한 개념이 표현되고 있다. 모델링은 차체, 2차 서스펜션, 전자석 바디, 부상제어 및 궤도 시스템으로 나눠 수행하였고, 그 결과를 보였다. 그림 3은 차체 및 전자석 바디의 자유물체도를 보여 준다. 차체와 전자석 바디의 중심에서는 병진(히빙) 운동과 회전(피칭) 운동이 발생되며, 자유물체도는 각 요소 간의 힘의 관계를 보여 준다.

2.2.1 차체

그림 2에서 알 수 있듯이, 모듈 하나에는 전자석이 4 개가 있으므로 총 8개의 전자석이 있다. 그리고 각 모듈의 양 끝에 2차 서스펜션이 하나씩 있으므로 총 4 개의 2차 서스펜션이 있다. 차체는 4개의 2차 서스펜션에 의해 지지되며 다시 4 개의 지점을 통하여 각 모듈과 연결되어 있다.

그림 3에서 $F_{1A} \sim F_{1B}$ 은 전자석과 궤도 사이에서 발생하는 흡인력이고, $F_{S1} \sim F_{S4}$ 는 2차 서스펜션에 의한 수직력이다. $x_{v1} \sim x_{v4}$ 는 차체에서 2차 서스펜션이 있는 지점에서의 수직 방향의 위치이고, $v_{v1} \sim v_{v4}$ 는 그 속도이다. 그리고 L_{11} 와 L_5

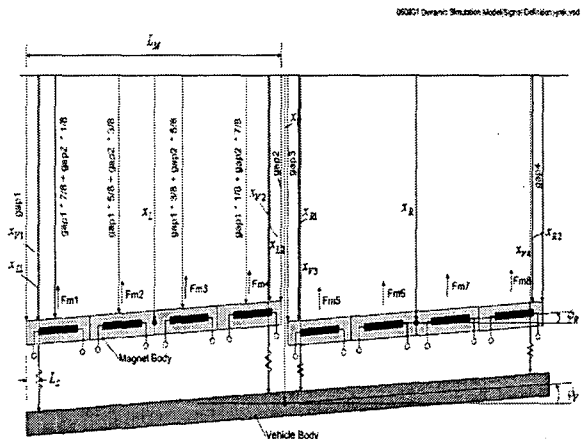


그림 2 차체, 2차 서스펜션 및 전자석 바디의 위치신호 정의
Fig. 2 Position signals definition for vehicle, secondary suspensions and electromagnet bodies

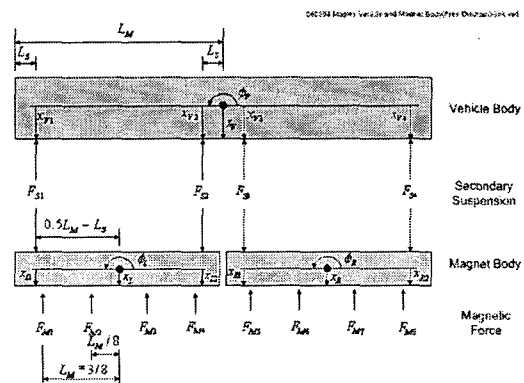


그림 3 차체 및 전자석 바디의 자유물체도
Fig. 3 Free body diagram of maglev vehicle and electromagnet bodies

는 각각 전자석 바디의 길이와 전자석 바디의 끝에서 2차 서스펜션이 있는 지점까지의 거리이고, ϕ_V 와 w_V 는 각각 차체의 피칭각과 각속도이다. M_V 와 J_V 는 각각 차체의 무게와 피칭 관성모멘트이고, G 는 중력가속도이다. 그리고 v_V 와 x_V 는 각각 차체 중심에서의 수직방향의 속도와 위치이다.

위치 $x_{V1} \sim x_{V4}$ 와 속도 $v_{V1} \sim v_{V4}$ 는

$$x_{V1} = x_V + (L_M - L_S)\phi_V \quad (1)$$

$$x_{V2} = x_V + L_S\phi_V \quad (2)$$

$$x_{V3} = x_V - L_S\phi_V \quad (3)$$

$$x_{V4} = x_V - (L_M - L_S)\phi_V \quad (4)$$

$$v_{V1} = v_V + (L_M - L_S)w_V \quad (5)$$

$$v_{V2} = v_V + L_S w_V \quad (6)$$

$$v_{V3} = v_V - L_S w_V \quad (7)$$

$$v_{V4} = v_V - (L_M - L_S)w_V \quad (8)$$

이고, 속도 v_V 와 위치 x_V 는

$$v_V = \int \frac{1}{M_V} \left(M_V G - \sum_{i=1}^4 F_{Si} \right) dt \quad (9)$$

$$x_V = \int v_V dt \quad (10)$$

이며, 회전 운동인 각속도 w_V 와 피칭각 ϕ_V 는 다음과 같다.

$$w_V = \int \frac{1}{J_V} \left(- (L_M - L_S) F_{S1} - L_S F_{S2} + L_S F_{S3} + (L_M - L_S) F_{S4} \right) dt \quad (11)$$

$$\phi_V = \int w_V dt \quad (12)$$

2.2.2 2차 서스펜션

2차 서스펜션은 스프링과 댐퍼로 이루어져 있으며, 전자석과 궤도로 이루어진 1차 서스펜션에서 발생한 진동을 객실로 전달되지 않도록 하는 역할을 한다. 전자석 바디와 차체 사이에 있는 스프링과 댐퍼는 전자석 바디의 양 끝에 하나씩 설치되며, 2개의 보기로 이루어진 이 시스템에는 총 4개의 2차 서스펜션이 있다.

힘 $F_{S1} \sim F_{S4}$ 는

$$F_{S1} = (x_{V1} - x_{L1}) C_S + (v_{V1} - v_{L1}) B_S \quad (13)$$

$$F_{S2} = (x_{V2} - x_{L2}) C_S + (v_{V2} - v_{L2}) B_S \quad (14)$$

$$F_{S3} = (x_{V3} - x_{R1}) C_S + (v_{V3} - v_{R1}) B_S \quad (15)$$

$$F_{S4} = (x_{V4} - x_{R2}) C_S + (v_{V4} - v_{R2}) B_S \quad (16)$$

이고, 여기서 C_S 와 B_S 는 각각 스프링 상수 및 댐퍼 상수이고, $x_{L1} \sim x_{L2}$ 와 $x_{R1} \sim x_{R2}$ 는 각각 왼쪽과 오른쪽 전자석 바디에서 스프링이 있는 지점에서의 수직방향의 위치이다. 일반적으로 2차 서스펜션의 주파수 대역폭은 1 ~ 1.5Hz 이고, 감쇠비는 0.2 정도로 정한다. 이것은 객실의 승차감을 고려하여 결정되며, 자기부상열차의 2차 서스펜션도 일반 바퀴식 열차에 준하는 사양을 적용하면 된다.

2.2.3 전자석 바디

전자석 바디는 4개의 U자형 전자석이 일렬로 배치되어 프레임에 의해 고정된 것으로, 2차 서스펜션을 통하여 차체와 연결되어 있다. 전자석 바디에서의 기계적인 운동은 히브와 피칭이 주로 발생되며, 롤 운동은 안티-롤링 바에 의해서 대부분 구속이 되어 매우 작게 된다. 이 논문에서 보기는 2개이므로 전자석 바디는 2개이며, 위치 x_{L1} , x_{L2} , x_{R1} 및 x_{R2} 는 다음과 같다.

$$x_{L1} = x_L + (0.5L_M - L_S)\phi_L \quad (17)$$

$$x_{L2} = x_L - (0.5L_M - L_S)\phi_L \quad (18)$$

$$x_{R1} = x_R + (0.5L_M - L_S)\phi_R \quad (19)$$

$$x_{R2} = x_R - (0.5L_M - L_S)\phi_R \quad (20)$$

여기서 x_L 과 x_R 은 각각 왼쪽과 오른쪽 전자석 바디의 중심에서의 수직방향의 위치이고, ϕ_L 과 ϕ_R 는 그 중심에서의 피칭각이다. 그리고 각각의 전자석 바디 중심에서의 수직방향의 가속도 \ddot{x}_L , \ddot{x}_R 와 각가속도 $\ddot{\phi}_L$, $\ddot{\phi}_R$ 는 다음과 같다.

$$\ddot{x}_L = \frac{1}{M_M} \left(- \sum_{i=1}^4 F_{Li} + \sum_{i=1}^2 F_{Si} + M_M G \right) \quad (21)$$

$$\ddot{\phi}_L = \frac{1}{J_M} \left(- \frac{3}{8} L_M F_{M1} - \frac{1}{8} L_M F_{M2} + \frac{1}{8} L_M F_{M3} + \frac{3}{8} L_M F_{M4} + (0.5L_M - L_S) F_{S1} - (0.5L_M - L_S) F_{S2} \right) \quad (22)$$

$$\ddot{x}_R = \frac{1}{M_M} \left(- \sum_{i=5}^8 F_{Ri} + \sum_{i=3}^4 F_{Si} + M_M G \right) \quad (23)$$

$$\ddot{\phi}_R = \frac{1}{J_M} \left(- \frac{3}{8} L_M F_{M5} - \frac{1}{8} L_M F_{M6} + \frac{1}{8} L_M F_{M7} + \frac{3}{8} L_M F_{M8} + (0.5L_M - L_S) F_{S3} - (0.5L_M - L_S) F_{S4} \right) \quad (24)$$

여기서 M_M 과 J_M 은 각각 전자석 바디의 무게와 피칭 관성모멘트이다. 피드백 제어를 위해 전자석 바디의 양 끝에 설치된 가속도 센서의 신호는 전자석 바디의 중심에서의 가속도와 각가속도에 의해 다음과 같이 결정된다.

$$\ddot{x}_{L1} = \ddot{x}_L + 0.5L_M \ddot{\phi}_L \quad (25)$$

$$\ddot{x}_{L2} = \ddot{x}_L - 0.5L_M \ddot{\phi}_L \quad (26)$$

$$\ddot{x}_{R1} = \ddot{x}_R + 0.5L_M \ddot{\phi}_R \quad (27)$$

$$\ddot{x}_{R2} = \ddot{x}_R - 0.5L_M \ddot{\phi}_R \quad (28)$$

그림 2에서 $gap_1 \sim gap_4$ 는 갭 센서가 있는 곳에서의 수직 갭을 의미한다. 갭 센서는 전자석 바디의 양 끝에 위치하기 때문에 실제 전자석의 갭을 의미하지는 않는다. 따라서 갭 센서 신호와 전자석 갭 사이에는 오차가 발생하며, 이 오차가 클수록 부상제어의 정확성은 떨어지기 마련이다.

갭 $gap_1 \sim gap_4$ 는 전자석 바디의 위치 값을 이용하여 다음과 같이 된다.

$$gap_1 = x_{L1} + \left(\frac{-L_S}{L_M - 2L_S} \right) (x_{L2} - x_{L1}) - x_G - L_M \phi_G \quad (29)$$

$$gap_2 = x_{L1} + \left(\frac{L_M - L_S}{L_M - 2L_S} \right) (x_{L2} - x_{L1}) - x_G \quad (30)$$

$$gap_3 = x_{R1} + \left(\frac{-L_S}{L_M - 2L_S} \right) (x_{R2} - x_{R1}) - x_G \quad (31)$$

$$gap_4 = x_{R1} + \left(\frac{L_M - L_S}{L_M - 2L_S} \right) (x_{R2} - x_{R1}) - x_G + L_M \phi_G \quad (32)$$

여기서 x_G 와 ϕ_G 는 각각 궤도 중심에서의 수직 방향의 위치와 각이다.

또한, 각각의 전자석과 궤도 사이의 갭은

$$g_{L1} = \frac{7}{8} gap_1 + \frac{1}{8} gap_2, \quad g_{L2} = \frac{5}{8} gap_1 + \frac{3}{8} gap_2 \quad (33)$$

$$g_{L3} = \frac{3}{8} gap_1 + \frac{5}{8} gap_2, \quad g_{L4} = \frac{1}{8} gap_1 + \frac{7}{8} gap_2 \quad (34)$$

$$g_{R1} = \frac{7}{8} gap_3 + \frac{1}{8} gap_4, \quad g_{R2} = \frac{5}{8} gap_3 + \frac{3}{8} gap_4 \quad (35)$$

$$g_{R3} = \frac{3}{8} gap_3 + \frac{5}{8} gap_4, \quad g_{R4} = \frac{1}{8} gap_3 + \frac{7}{8} gap_4 \quad (36)$$

이고, 여기서 $g_{L1} \sim g_{L4}$ 는 왼쪽 전자석 바디의 각 전자석과 궤도 사이의 갭이고, $g_{R1} \sim g_{R4}$ 는 오른쪽 전자석 바디의 각 전자석과 궤도 사이의 갭이다.

2.2.4 부상 제어

부상제어 시스템은 부상제어기, 초퍼, DC/DC 컨버터 등으로 이루어져 있으며, 자기부상열차에서 핵심 파트라고 할 수 있다. 부상제어 시스템의 역할은 전자석과 궤도 사이의 공극을 일정하게 유지하면서 객실에서의 가속도 크기를 일정한 값 이하로 유지하는 것이다. 실제 시스템에서 열차가 추진할 때 궤도는 유연하기 때문에 아래로 처지게 되어 이것

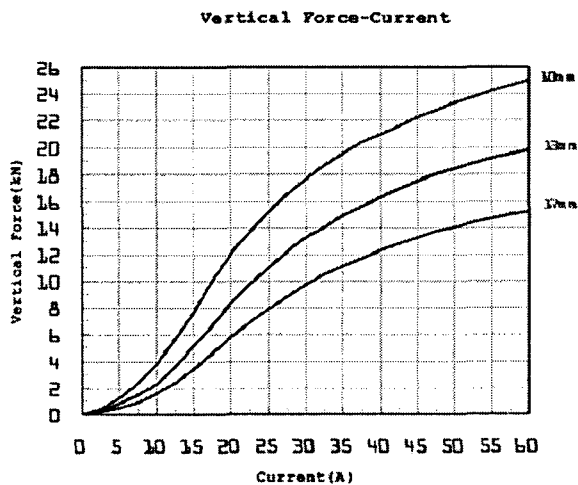


그림 4 흡인력 대 전류, 갭 특성곡선(자료제공: (주)로템)
Fig. 4 Force vs. current and airgap characteristics of electromagnet (courtesy of Rotem company)

이 전자석 바디가 진동하는 원인이 되고, 부상제어기는 궤도의 처짐을 고려하여 진동을 제어해야만 한다. 이 절에서는 전자석에 대한 모델링과 부상제어기 및 관측자에 대해 언급을 한다.

그림 4는 전자석의 흡인력 대 전류 및 갭의 실험 특성곡선을 보여 준다. 이 그림에서 알 수 있듯이, 전자석 전류가 20A 이상이 되면 흡인력은 전류의 제곱에 비례하지 않고 그 기울기가 점점 작아진다는 것이다. 따라서 동특성 시뮬레이션에서는 흡인력의 실험 데이터를 룩업 테이블 또는 비선형 함수로 해야만 정확한 결과를 얻을 수 있다. 이 논문에서는 비선형 함수로 처리하였고, 흡인력 F_M 은 전자석 전류 i 및 갭 δ 에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$F_M = \frac{(c_1 \delta^2 + c_2 \delta + c_3) i^2}{1 + (c_4 \delta^2 + c_5 \delta + c_6) i^2} \quad (37)$$

여기서 계수 $c_1 \sim c_6$ 는 그림 4의 실험 데이터를 이용하여 보간법으로 구한다. 코일 양단의 전압 방정식은 다음과 같다.

$$v = Ri + N \frac{d\phi_\delta}{dt} = Ri + N \frac{d\phi_\delta}{di} \frac{di}{dt} + N \frac{d\phi_\delta}{d\delta} \frac{d\delta}{dt} \quad (38)$$

여기서 v 는 코일 양단의 전압, R 은 저항, N 은 권선 수이며, ϕ_δ 는 갭에서의 자속이다.

부상제어 방식은 상태계환 제어기법[6]에 의해 구현되고, 각 계인은 극배치 방법[7]에 의해 결정된다. 부상제어식은 다음과 같다.

$$v_c = K_p (\delta - \delta_r) + K_i \int (\delta - \delta_r) dt + K_v \delta + K_c (i_0 - i) + v_0 \quad (39)$$

여기서 K_p , K_i , K_v , K_c 는 각각 갭, 갭 적분, 속도 및 전류 계인이고, δ_r 는 기준 갭, δ 는 속도이다. 그리고 i_0 와 v_0 는 각각 평형점 전류 및 전압이고, v_c 는 제어전압이다.

보통 전자석의 수직 방향의 속도는 직접 측정이 어려워 속도 관측자[7]를 설계하여 추정된 속도신호를 부상제어에 사용하였다.

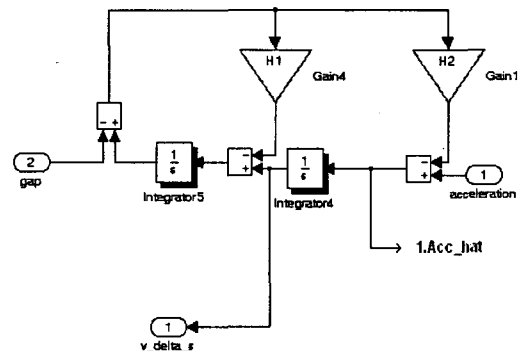


그림 5 속도 관측자 구조
Fig. 5 Structure of speed estimator

그림 5에서 추정속도는 갭과 가속도에 의해 다음과 같이 구해진다.

$$\hat{\delta} = \frac{H_2}{s^2 + H_1s + H_2} v_g + \frac{s^2 + H_1s}{s^2 + H_1s + H_2} v_a \quad (40)$$

여기서 상대속도 v_g 는 갭을 미분한 것이고, 절대 속도 v_a 는 가속도를 적분한 것이다. 따라서 추정속도는 상대속도와 절대속도에 대한 정보를 갖고 있어 제어성능과 승차감 문제를 동시에 고려할 수 있다. H_1 과 H_2 는 관측자 계인이다. 따라서 관측자 계인 H_1 과 H_2 에 의해 관측자의 주파수 대역폭과 감쇠비가 결정된다.

2.2.5 궤도

궤도는 거더, 기둥, 레일 및 타이바로 이루어져 있으며, 부상 레일은 거더 위에 놓여져 있다. 한쪽 사이드의 부상 레일은 타이바에 의해 반대쪽 사이드의 부상 레일과 연결되어 있고, 레일의 강성 계수가 거더의 값보다 훨씬 크다. 표 1은 이 논문에서의 궤도의 굽힘강성과 고유주파수를 보여 준다. 레일의 고유주파수는 70Hz 이상이고, 거더의 고유주파수는 대략 7.2Hz이다. 거더의 고유주파수보다 10배 이상 크기 때문에 레일의 동특성을 무시하더라도 전체적인 동특성에는 큰 차이가 없으며, 레일의 처짐량은 거더의 처짐량보다 매우 작다.

표 1에서 2점 지지는 거더를 양쪽 끝에서만 단순지지 하는 것을 의미하고, 3점 및 4점 지지는 기둥 중간에 각각 1개와 2개를 추가로 설치한 것이다. 궤도는 질량, 스프링 및 댐퍼를 포함한 2차 시스템으로 모델링이 가능하며 부상제어의 목적 중 하나는 궤도의 진동의 크기를 가능한 한 최소화 하는 것이다. 궤도는 수직 단차 등의 외란을 포함하며, 자기부상열차의 1차 서스펜션 시스템의 흡인력은 궤도에 진동을 발생시키고 발생한 진동은 다시 1차 서스펜션 시스템에 영향을 준다. 따라서 이 진동을 능동적으로 감쇠시키는 역할을 부상제어기가 해야만 한다.

실제 상업 노선에서 궤도의 진동은 부상시스템의 성능 뿐

표 1 Steel girder beam 구간의 굽힘강성과 고유주파수 (자료제공:한국기계연구원)

Table 1 Stiffness and natural frequency in steel girder beam region(courtesy of KIMM)

Steel Girder Beam 종류	Flexural Rigidity (EI)	Natural Frequency (Hz)
35 m 3 span	I = 1641048 cm ⁴ EI = 3.446×10 ⁸ kg·m ²	13.9 Hz
35 m 2 span	I = 2209609 cm ⁴ EI = 4.640×10 ⁸ kg·m ²	7.7 Hz
40 m 2 span	I = 2009436 cm ⁴ EI = 4.220×10 ⁸ kg·m ²	7.2 Hz

만 아니라, 궤도의 내구성 및 유지보수에도 매우 큰 영향을 미친다. 스틸 거더 중 40m 2 span의 경우 고유주파수가 7.2Hz이고, 35m 2 span의 경우 7.7Hz이다. 그리고 35m 스틸 거더의 중간에 기둥 하나를 더 설치한 경우는 고유주파수가 13.9Hz로 증가하였다. 이것은 기둥과 기둥 사이의 거리를 좁게 하면 고유주파수는 올라간다는 것을 보여 주며, 실제 자기부상열차에서도 기둥이 많을수록 고유주파수는 올라간다는 것을 의미한다. 하지만 이것은 건설비가 많이 들기 때문에 종합적인 측면에서 고려를 해야만 한다. 궤도에 대한 시뮬레이션에서 네 개의 갭 센서와 각각의 전자석의 평균 공극은 그림 1에서 보인 바와 같이, 시차를 두고 레일의 수직 단차의 영향을 받게 된다.

F_{G1} 과 F_{G2} 는 기둥에 의해 거더에 가해지는 힘이고, 다음과 같이 구해진다.

$$F_{G1} = (x_G + L_M \phi_G) C_G + (v_G + L_M w_G) B_G \quad (41)$$

$$F_{G2} = (x_G - L_M \phi_G) C_G + (v_G - L_M w_G) B_G \quad (42)$$

여기서 v_G 와 w_G 는 각각 거더의 중심에서의 수직 방향의 속도 및 피칭 각속도이다. C_G 와 B_G 는 각각 거더의 수직 방향의 스프링 상수 및 댐퍼 상수이다. 그리고 거더의 중심에서의 수직 방향의 가속도 \ddot{x}_G , 속도 v_G 및 위치 x_G 와 각각속도 $\dot{\phi}_G$, 각속도 w_G 및 각 ϕ_G 은 다음과 같다.

$$\ddot{x}_G = \frac{1}{M_G} \left(\sum_{i=1}^8 F_{Mi} - \sum_{i=1}^2 F_{Gi} - G(M_V + 2M_M) - 2F_d \right) \quad (43)$$

$$v_G = \int \ddot{x}_G dt, \quad x_G = \int v_G dt \quad (44)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_G = & \frac{L_M}{J_G} \left(\frac{7}{8} F_{M1} + \frac{5}{8} F_{M2} + \frac{3}{8} F_{M3} + \frac{1}{8} F_{M4} - \frac{1}{8} F_{M5} \right. \\ & \left. - \frac{3}{8} F_{M6} - \frac{5}{8} F_{M7} - \frac{7}{8} F_{M8} - F_{G1} + F_{G2} \right) \end{aligned} \quad (45)$$

$$w_G = \int \ddot{\phi}_G dt, \quad \phi_G = \int w_G dt \quad (46)$$

여기서 M_G 와 J_G 는 각각 거더의 무게와 관성모멘트이다.

2.3 동특성 시뮬레이션 결과

2.3.1 시뮬레이션 모델 구축 및 파라미터 결정

상전도 자기부상열차는 전자석을 비롯하여 각종 전장품과 차체, 대차, 궤도 등으로 이루어져 있으며, 일반 바퀴식 열차와 달리 안정화 부상제어기가 필수적이다. 부상제어기를 설계하기 위해서는 기본적으로 시스템의 파라미터 뿐 만 아니라, 동특성 시뮬레이션을 위한 모델의 정확성도 매우 중요하다. 앞 절에서 구한 자기부상열차에 대한 모델에 대해 동특성 시뮬레이션을 하기 위해 그림 6과 같이 Simulink 모델을 구축하였다. 표 2는 이 논문에서 사용된 자기부상열차의 파라미터이다. 여기서 각 파라미터는 1 차량 및 2 보기 시스템에 대한 것으로서, 차량 및 궤도의 데이터도 차체의 길이에 맞게 환산하여 사용하였다.

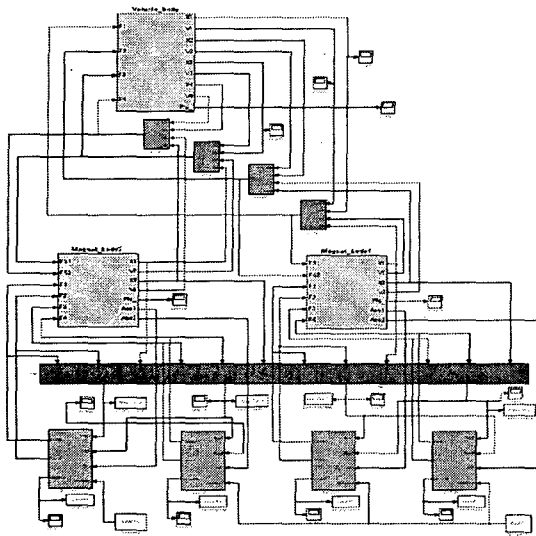


그림 6 자기부상열차 동특성 시뮬레이션 모델
Fig. 6 Dynamic simulation model for a Maglev vehicle

표 2 시스템 파라미터(자료제공: (주)로템)
Table 2 System parameters(courtesy of Rotem company)

파라미터	값
전자석 바디의 정격 부상력 F_M	50 kN
전자석 바디의 길이 L_M	3.62 m
전자석 바디의 무게 M_M	640 kg
전자석 바디의 관성모멘트 J_M	699 kg·m ²
차량 무게 M_C	7862 kg
차체 무게 M_V	6582 kg
차체 관성모멘트 J_V	28752 kg·m ²
차량 스프링 상수 C_S	92000 N/m
차량 댐퍼 상수 B_S	7413 Nsec/m
궤도 무게 M_G	11259 kg
궤도 관성모멘트 J_G	49183 kg·m ²
궤도 고유주파수 f_G	7.2 Hz
궤도 스프링 상수 C_G	11521585 N/m
궤도 댐퍼 상수 B_G	203746 Nsec/m
전자석 저항 R	2.4 Ω
전자석 인덕턴스 L	0.7 H
위치 게인 K_p	2758000 V/m
적분 게인 K_i	1197000 V/(m sec)
속도 게인 K_v	2561 V sec/m
전류 게인 K_c	-92 V/A

2.3.2 기준 갭 스텝 응답

이 논문에서는 자기부상열차의 동특성을 가장 잘 표현할 수 있는 정지부상 및 추진 특성에 대해 주로 살펴보았다. 정지부상 특성은 기준 갭을 스텝 형태로 변할 때의 응답으로, 추진 특성은 속도 100km/h로 추진할 때, 레일에 스텝 형태의 외란이 있을 경우의 응답에 의해 확인하였다. 자기부상열차는 기구적으로 문제가 있거나 제어가 안 되면 실제로 정지부상 자차가 안 되기 때문에 정지부상은 제어 측면에서 매우 중요하다고 볼 수 있다.

그림 7과 8은 정상상태(10mm, 20.8A)에 있을 때, 각각 갭 1의 기준 갭이 스텝(10 → 11mm)으로 변할 때의 갭 센서와 전자석 전류 응답이다. 그림 7에서 갭 1의 최대 오버슈트는 11.1mm 정도이므로 % 오버슈트는 1%가 된다. 또한 정착시간(settling time)은 0.1sec이다. 갭 2는 과도상태에서만 약 0.2mm 변화했으나 점차 평형 갭에 수렴하였다. 또, 갭 3과 4는 큰 영향이 없다. 그림 8에서 전자석 전류 1은 20.8A에서 22.5A로 증가하였고, 전류 2는 갭 1에 의해 과도상태에서만 0.7A 변한 후, 점차 평형점에 수렴하였다.

이 결과로부터 차량 단위의 자기부상열차에서 정지부상이 안정하다는 것을 알 수 있다.

여기서 부상제어기는 갭의 적분 제어를 포함하여 갭의 정상상태 오차는 0이 된다. 그러므로 그림 7의 갭 2의 정상상태 오차가 0이 된다는 것을 알 수 있고, 0.1 ~ 0.4sec에서 갭 2가 증가하는 것은 코너 1의 갭이 증가하기 때문이다. 그런데 갭 1이 커져 모듈이 기울어 질 때, 갭 1은 11mm, 갭 2는 10mm가 된다. 그러면 그림 8의 전류 2에서 전류가 증

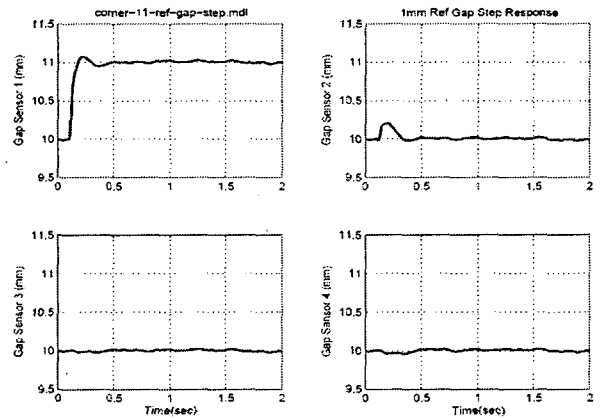


그림 7 갭 1의 기준 갭이 스텝(10 → 11mm)으로 변할 때의 갭 센서 응답
Fig. 7 Gap sensor outputs when step-type reference airgap 1 changes from 10 to 11mm

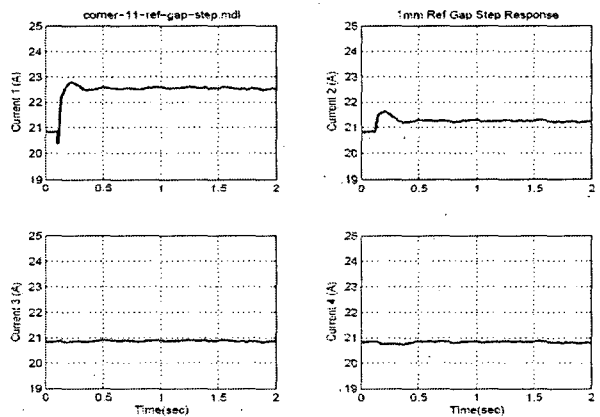


그림 8 갭 1의 기준 갭이 스텝(10 → 11mm)으로 변할 때의 전자석 전류 응답
Fig. 8 Electromagnet currents when step-type reference airgap 1 changes from 10 to 11mm

가한 이유는, 코너 2의 전자석 평균 갭이 10mm보다 커지기 때문에 자증을 지지하기 위해서 전류가 증가하기 때문이다.

2.3.3 레일 스텝 응답

레일 스텝 응답은 자기부상열차가 추진할 때 레일로부터 오는 외란에 대한 응답으로서, 동특성 시뮬레이션에서 가장 중요한 항목이라고 할 수 있다. 상전도 도시형 자기부상열차는 보통 100km/h 정도가 최대속도이므로 여기서도 100km/h로 가정하였다. 실제의 궤도는 완전 강체가 아니고 유연한 특성을 가지고 있어서 외력이 가해지면 스프링과 같이 궤도의 절대 위치가 변하게 된다. 실제 자기부상열차가 궤도의 가운데에 위치하면 궤도의 가운데 지점에서 약 10mm의 처짐이 발생하였다. 추진 때, 전자석은 레일을 추종하므로 전자석의 절대 위치도 이 처진 궤도를 따라 아래로 변하게 되어 차량 전체에 진동을 유발시킬 수도 있다. 여기서는 궤도를 2차 시스템으로 모델링하되, 궤도의 양 끝에 스프링과 덤퍼가 있는 것으로 간주하였다. 그리고 레일에 1mm의 스텝 형태의 외란이 있다고 가정하였고, 이 스텝 형태의 외란은 차량 속도에 따라 전자석에 가해지는 주파수 성분이 변하게 된다. 각 전자석에 가해지는 레일 외란은 전자석간의 거리만큼 시간지연이 있게 된다.

그림 9는 차량이 100km/h의 속도로 추진할 때, 레일의 1mm 스텝 변화에 대한 전자석 위치 응답이다. 이 그림에서 Position이라고 표시된 것은 전자석과 레일의 위치를 의미한다. 따라서 레일의 위치가 1mm 변한 것은 물리적으로 볼 때, 레일의 위치가 위로 1mm 변한 것을 의미한다. 그 결과, 전자석은 정착시간이 약 0.3초로 레일 외란을 추종한다는 것을 알 수 있고, % 오버슈트는 0.25mm 즉 25%가 된다. 이 정도의 % 오버슈트는 실제 상업용 자기부상열차에서의 사양을 만족하는 수준이라고 볼 수 있다. 그림 10의 갭 센서 응답은 초기에 1mm의 오차가 발생한 후, 점차 안정해진다는 것을 보여 주고, 그림 11의 전자석 전류 응답은 역시 약 3A의 과도상태 변화가 있음을 보여 준다.

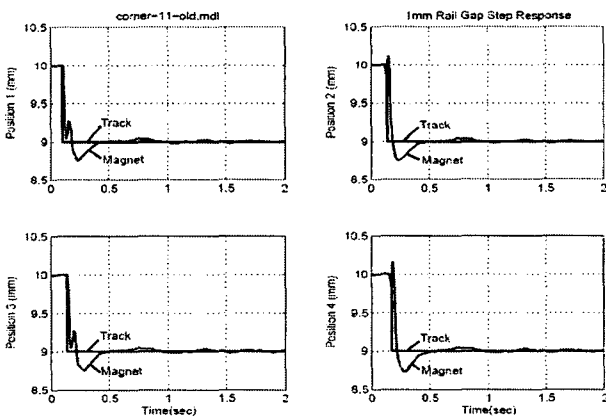


그림 9 차량이 100km/h의 속도로 추진할 때, 레일의 1mm 스텝 변화에 대한 레일 및 전자석 위치 응답

Fig. 9 Rail and electromagnet positions for 1mm rail step change in case of vehicle speed of 100km/h

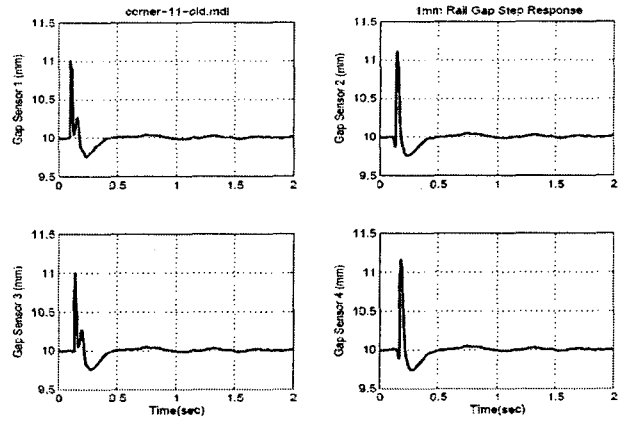


그림 10 차량이 100km/h의 속도로 추진할 때, 레일의 1mm 스텝 변화에 대한 갭 센서 응답

Fig. 10 Gap sensor outputs for 1mm rail step change in case of vehicle speed of 100km/h

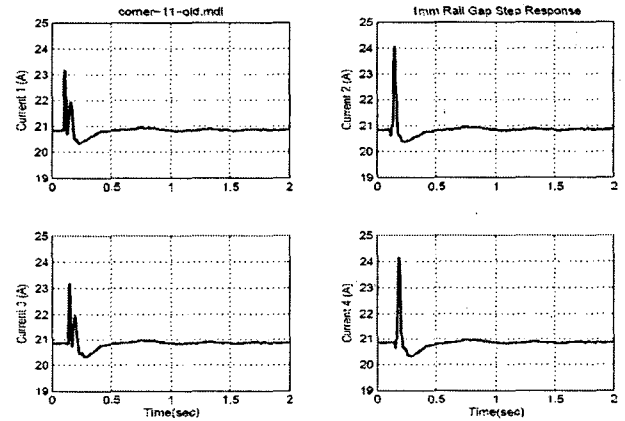


그림 11 차량이 100km/h의 속도로 추진할 때, 레일의 1mm 스텝 변화에 대한 전자석 전류 응답

Fig. 11 Electromagnet currents for 1mm rail step change in case of vehicle speed of 100km/h

3. 결론

이 논문에서는 상전도 자기부상열차에 대한 차량 모듈 단위의 동특성 시뮬레이션 결과를 보였다. 먼저 1 차량, 2 보기, 전자석 바다, 2차 서스펜션 및 궤도로 이루어진 시스템에 대한 수학적 모델링 하였고, 그 특성에 대해 언급하였으며, 구해진 모델에 대해 비선형 동특성 시뮬레이션을 하였다. 그 결과로서, 1mm 기준 갭 스텝의 경우, % 오버슈트가 1%, 정착시간이 0.1초이다. 1mm 레일 스텝의 경우, % 오버슈트가 약 25%, 정착시간이 약 0.3초이다. 이것은 [6, 8]에서 제시한 자기부상열차의 실차 모델에서의 기준인 50%의 % 오버슈트와 0.5초의 정착시간을 모두 만족한다는 것을 알 수 있다.

상전도 자기부상열차는 부상특성이 자체적으로 불안정하기 때문에 안정화 부상제어기를 필요로 한다. 이 부상제어기를 설계하려면 자기부상열차 전체에 대한 동특성을 수학적으로 모델링이 최우선으로 해야 하며, 이와 더불어 정확한

시스템 파라미터를 얻는 것도 중요하다. 따라서 이 논문을 통하여 구해진 차량 단위의 수학적 모델링을 부상제어 알고리즘 설계에 이용할 수 있는 환경을 만들었다고 본다.

추후 할 일은 자기부상열차의 전체 시스템에 대한 수학적 모델링과 동특성 시뮬레이션 그리고 실제 자기부상열차의 동특성 실험 결과를 얻어 그 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하고, 그 오차의 원인을 찾아 다시 모델을 수정, 보완하는 것이다. 또한, 상업용 동특성 시뮬레이션용 툴인 ADAMS/CONTROL[9, 10]을 사용하여 전체 자기부상열차의 동특성 시뮬레이션을 할 예정이다. 이것은 수학적 모델링으로 접근하는 방법은 한계가 있기 때문에 검증된 상업용 툴을 사용하는 것은 의미가 있다고 본다.

참 고 문 헌

- [1] 도시형 자기부상열차 개발 사업보고서, 한국기계연구원, 1998.8.
- [2] 부상 및 추진제어기술 개발보고서, 한국전기연구원, 1998.9.
- [3] 도시형 자기부상열차 실용화사업 타당성조사 중간보고서, 한국교통연구원, 2006.7.
- [4] *Assessment of CHSST Maglev for U.S. Urban Transportation*, FTA, 2002.7.
- [5] 한형석, "자기부상열차의 동적 모델링 연구", 한국정밀공학회지, 제20권, 제6호, pp.160-166, 2003.6.
- [6] P.K. Sinha, *Electromagnetic suspension: dynamics and control*. Stevenage, U.K. Peregrinus, 1987.
- [7] J. D'Azzo, *Linear control system analysis and design*, McGraw-Hill Company.

- [8] M. Morita, M. Fujino, "State of levitation of linimo(HSST system) during EXPO2005", *Proceeding of Maglev 2006 Conference*, 2006.
- [9] *ADAMS/CONTROL User's Manual*, MSCSOFTWARE, 2003.
- [10] H. Juajie, "The levitation control simulation of Maglev bogie based on virtual prototyping platform and matlab", *Proceeding of Maglev 2004 Conference*, pp.1006-1011, 2006.

저 자 소 개



김 종 문 (金鍾文)

1965년 6월 6일생. 1988년 인하대 전기공학과 졸업. 1990년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 2005년 부산대 대학원 전기공학과 졸업(공학박사). 현재 한국전기연구원 선임연구원.

Tel : (055)280-1443,
Fax : (055)280-1476,
E-mail : jmkim@keri.re.kr