

Vehicle Running Characteristic Simulator using Induction Motor

변 윤 섭[†] · 김 영 철* · 목 재 균**
(Yeun-Sub Byun · Young-Chol Kim · Jei-kyun Mok)

Abstract -In this paper, we propose vehicle running characteristic simulator. The developed simulator is configured by two induction motors which are directly coupled with each other. One motor is to simulate the vehicle drive and another motor is to simulate the vehicle dynamic load including running resistance, gradient resistance and adhesive characteristics between rail and wheel. The running characteristics of vehicle are modeled by numerical formulas. These are programmed by software of embedded controller. Thus, it is possible to change several running characteristics during the running test freely and instantly. To evaluate the feasibility of the simulator, the experiments on slip and adhesion coefficient are performed. Additionally the adhesion control and speed control of vehicle are tested with simulator. Experimental results show that the simulator can produce the driving characteristics similar to the vehicle system.

Key Words : Slip and slide, Adhesion coefficient, Induction motor, Simulator

1. 서 론

차량의 제어성능을 향상시키기 위한 많은 연구가 진행되어왔다. 특히 철도차량은 주행 중 구배나 곡선부를 포함하는 주행저항 및 공전/활주 현상 등에 많은 연구가 수행되고 있다. 이 분야에 대한 연구목적은 과도한 공전 및 활주 현상이 차량의 속도제어 성능을 상실시켜 가속시간 및 제동거리를 증가시킬 뿐만 아니라 휠-레일에 과도한 손상을 일으킬 수 있기 때문에 많은 연구가 진행되어왔다[1,5,6,8,9]. 이들 현상에 대한 이해와 제어성능 향상을 위해서 실제차량에서 실험을 진행하는 것은 매우 위험하고 비용이 많이 들뿐 아니라 동일한 현상을 반복하여 재현하는 것이 매우 어려운 일이다. 이런 이유로 이들 휠-레일의 동특성을 모의하기 위한 여러 형태의 모의 시험기들이 제작되어 시험되었다. 이런 시험기들을 크게 두 가지 형태로 분류할 수 있다. 첫 번째 실제적인 휠과 레일을 회전체로 구현하여 휠-레일 간 동특성을 발생시키는 구조이다[1,10]. 두 번째 두 대의 전동기를 직결 연결하여 한 대는 구동전동기의 역할을 또 다른 한 대는 휠-레일 간 마찰 특성에 의한 부하특성을 모의하는 방식이다[11,12]. 첫 번째 형태인 물리적인 접촉에 의한 모의 시험기의 장점은 레일특성을 모의하는 회전체가 관성 부하로 특별한 제어를 요구하지 않는 형태로 휠-레일 간 단순한 공전/활주의 구현이 비교적 용의하다. 단점으로는 회전

체의 크기가 크면 클수록 회전관성이 커져 위험성이 증가하고 반복되는 공전/활주의 실험으로 시험체의 마모와 이에 따른 유지보수가 요구된다. 또한 여러 조건의 휠-레일 간 점착특성을 모의하고 이들 특성을 전환하는 것이 용의하지 않다. 두 번째 형태는 직결 연결된 전동기를 각기 제어함으로써 휠-레일 간 공전/활주를 모의하는 시험기로 장점은 부하 전동기의 토크를 적절히 제어하면 견인전동기 측에서 바라보는 주행저항, 구배저항, 차량무게의 변동에 따른 특성변화와 점착특성의 다양하고 순시적인 변화를 컴퓨터 프로그램에 의해 손쉽게 변경할 수 있고 시험시 위험성을 낮출 수 있다. 반면에 원하는 특성을 얻기 위해 부하토크를 세심하게 제어해야 하며 실제 동특성이 잘 반영된 수학적 모델이 요구된다. 본 논문에서는 전동차량의 구배 및 주행저항과 휠-레일간의 점착특성을 포함하는 차량의 주행특성을 모델링하고 프로그램을 통하여 가상열차를 구현하였다. 두 대의 직결된 전동기를 구성하여 1대는 차량의 견인전동기 역할을 수행하고 다른 1대는 차량 주행특성을 반영하는 부하로써 작용하도록 구현하여 차량주행특성시뮬레이터를 제작하였다. 시뮬레이터의 활용성을 확인하기 위해 제작된 시뮬레이터를 이용하여 최대 점착제어와 열차속도제어에 대한 연구를 수행하고 시험결과를 제시하였다.

2. 본 론

2.1 차량시스템구성 및 동력학모델링

2.1.1 구동장치의 구성과 운동특성

전동차의 동력차에는 추진력을 생성하기 위한 전기 기계 장치들로 구성된다. 그림 1은 동력차 구동축의 구성도이다 [2].

† 교신저자, 정회원 : 한국철도기술연구원 선임연구원

E-mail : ysbun@krri.re.kr

* 시니어회원 : 충북대학교 전자공학부 교수 · 공박

** 비 회 원 : 한국철도기술연구원 책임연구원

접수일자 : 2011년 8월 19일

최종완료 : 2011년 9월 15일

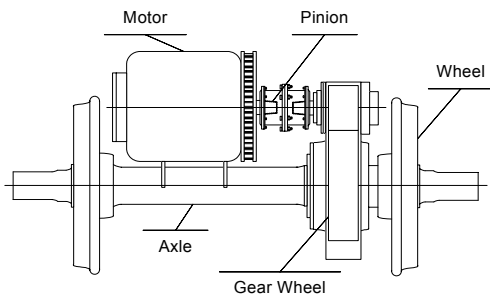


그림 1 구동축 구성
Fig. 1 Configuration of driving axle

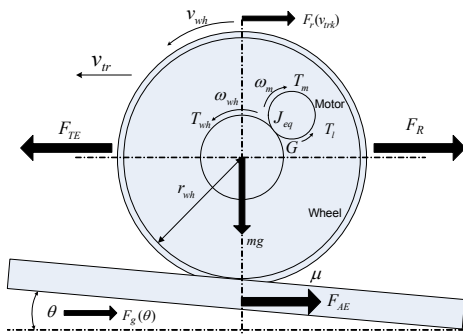


그림 2 동력바퀴의 운동특성도
Fig. 2 Schematic motion of driving wheel

그림 2는 바퀴, 접촉면, 전동기, 기어 등으로 구성되는 차량의 견인부의 구동력전달 구조이다. 전동기에서 발생된 토크는 변속기어를 통해 바퀴로 전달되고, 바퀴로 전달된 구동력은 바퀴와 레일사이의 점착계수와 바퀴의 수직하중의 곱에 비례하는 점착력에 의하여 차량의 견인력으로 작용한다. 견인력에 반하는 힘으로는 크게 주행저항과 구배저항을 고려할 수 있다. 이 구조에서 점착력은 차량운동방정식(1)의 견인력으로 작용하고, 전동기운동방식(5)에서는 부하로써 작용한다. 차량의 운동방정식은 견인력(F_{TE})과 그에 대한 총저항력(F_R)의 평형관계로 주어진다[1].

$$M \frac{dv_{tr}}{dt} = F_{TE} - F_R \quad (1)$$

$$F_R = F_r(v_{trk}) + F_g(\theta) \quad (2)$$

$$F_r(v_{trk}) = (1.867 + 0.0359v_{trk} + 0.000745v_{trk}^2) \cdot Mg/1000 \quad (3)$$

$$F_g(\theta) = Mg \cdot \sin\theta \quad (4)$$

여기서, M : 차량의 총질량[kg], g : 중력가속도[m/s²], F_{TE} : 차량의 견인력[N], F_R : 총저항력[N], $F_r(v_{trk})$: 주행저항력[N], $F_g(\theta)$: 구배저항력[N], θ : 레일의 경사도[rad], v_{tr} : 차량속도[m/s], v_{trk} : 차량속도[km/h]

전동기의 토크방정식은 구동토크(T_m)와 그에 걸리는 부하(T_l)의 평형관계로 주어진다.

$$J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} = T_m - T_l \quad (5)$$

$$T_l = (F_{AE} + F_R) \cdot r_{wh} / G \quad (6)$$

$$|F_{TE}| = |F_{AE}| \leq mg \cdot \mu(v_{sl}) \quad (7)$$

여기서, J_{eq} : 전동기 부담 등가관성[kgm²], ω_m : 전동기 회전각속도[r/s], T_m : 전동기 토크[Nm], T_l : 전동기 부하토크[Nm], F_{AE} : 점착력[N], F_{TE} : 차량의 견인력[N], r_{wh} : 바퀴반경[m], G : 변속기어비, mg : 동력차량의 수직하중[kg·m/s²], μ : 점착계수, $v_{sl} = v_{wh} - v_{tr}$: 공전속도[m/sec]

차량의 견인력(F_{TE})은 노면과 구동바퀴의 접촉면에서 발생한다. 식(7)은 접촉면에서 점착력(F_{AE}) 및 점착계수($\mu(v_{sl})$)의 관계이며 점착계수는 공전속도(v_{sl})에 관련된다.

2.1.3 점착특성 모델링

휠과 노면 또는 철도에서 레일간의 접촉면의 상태 즉 건조, 유류점착, 결빙상태에 따라 비선형 점착특성이 다르게 나타난다. 일반적으로 주변 환경에 의해 젖은 레일은 건조한 레일보다 낮은 점착계수를 갖는 것으로 알려져 있다. 또한 점착계수의 비선형 특성은 그림 3과 같이 공전속도의 증가에 점착계수는 일정한 영역에서 침두점을 갖는다[3]. 즉 점착계수는 공전속도와 밀접한 연관을 갖는데 공전속도는 다음과 같이 정의한다.

$$v_{sl} = v_{wh} - v_{tr} = \omega_{wh} \cdot r_{wh} - v_{tr} = \omega_m \cdot r_{wh} / G - v_{tr} \quad (8)$$

여기서, v_{wh} : 바퀴 선속도[m/s], ω_{wh} : 바퀴의 회전각속도[r/s] 점착계수는 다음과 같이 모델화 된다[4].

$$\mu(v_{sl}) = a \cdot \exp^{-b \cdot v_{sl}} - c \cdot \exp^{-d \cdot v_{sl}} \quad (9)$$

식 9의 각 계수 a, b, c, d 는 바퀴와 마찰표면사이에 조건에 따라 설계될 수 있다. 각 계수들은 표 1과 같이 주어진다.

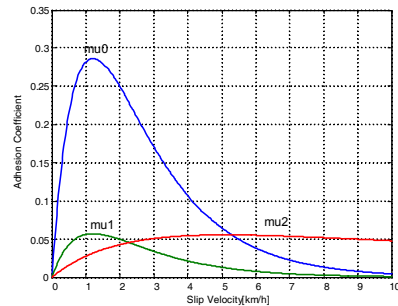


그림 3 점착계수특성
Fig. 3 Adhesion characteristics

그림 3은 식 (9)에 표 1을 적용한 점착계수 곡선을 표시한다.

표 1 점착계수함수 계수[4]

Table 1 Parameters for friction coefficient

상태	상수	a	b	c	d	최적슬립속도 [km/h]	최대 점착계수
[mu0] 건조상태		1.0	0.54	1.0	1.2	1.2	0.28
[mu1] 젖은상태		0.2	0.54	0.2	1.2	1.2	0.06
[mu2] 젖은상태		0.08	0.05	0.08	0.5	5	0.06

2.2 시뮬레이터의 구성

2.2.1 차량동력전달 구조

시뮬레이터의 활용목적은 실제 시스템으로 구현하여 시험하기 위험하거나 비용이 많이 들거나 시간이 많이 소요되는 경우 또는 동일한 재현이 어렵거나 불가능한 경우에 이를 비용효과 적으로 대체하기 위해 사용한다. 차량 시스템에서 차량의 휠과 노면사이의 다양한 점착조건 및 슬립상태나 주행 및 구배저항들도 이러한 동특성들에 해당한다. 이를 위해서 차량 시스템의 구성블록은 식 (1)에서 식 (9)를 이용하여 그림 4와 같이 구성할 수 있다. 구성 블록은 크게 견인 전동기와 차량특성 블록으로 구분할 수 있다. 시뮬레이터를 설계하기 위하여 실제구성부분과 가상모델부분을 구분해야 한다.

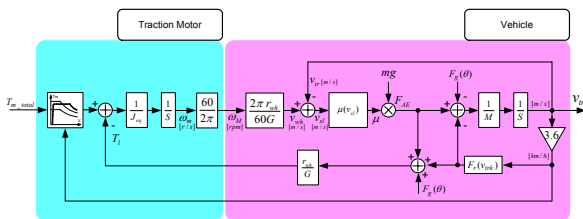


그림 4 차량 운동특성 모델링 블록도
Fig. 4 Block diagram for modeling of vehicle motion

2.2.2 시뮬레이터 구성

차량의 동력학 운동특성 즉 휠-레일의 공진/활주, 슬립에 의한 점착 및 마찰특성, 차량의 구배 및 주행저항 특성들은 수학적 모델에 근거하여 실시간 제어컴퓨터 환경으로 대체된다. 차량의 추진시스템 즉 추진모터 및 인버터는 실제 H/W에 의해 구성된다. 그림 5는 차량의 동특성 시뮬레이터 구성도 이다. 두 대의 전동기를 직렬로 연결하여 구성되며 각 전동기를 구동하기 위한 모터 드라이브와 전동기의 토크를 제어하기 위한 각 제어기로 구성된다.

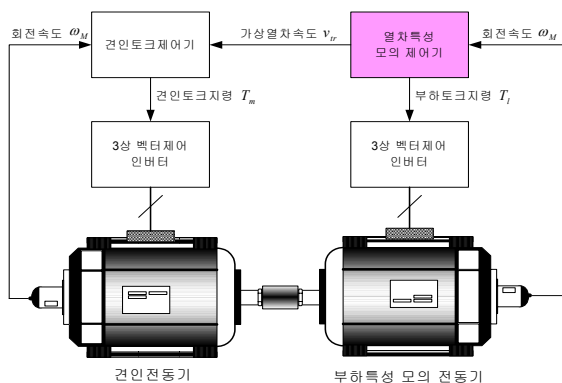


그림 5 시뮬레이터 구성도
Fig. 5 Configuration of simulator

그림 6은 차량동력학모델과 실제 전동기와의 인터페이스 구성도이다. 2대의 전동기 각각은 견인토크(T_m)와 부하토크(T_l)를 발생하도록 독립제어 된다. 견인토크는 열차가 추진하는데 요구되는 토크를 발생한다.

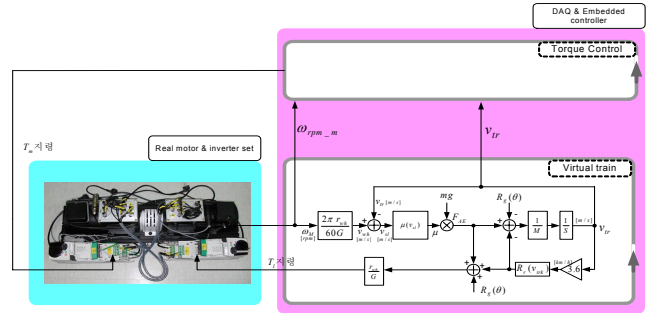


그림 6 가상열차 동특성모델과 H/W Interface
Fig. 6 Virtual train model and H/W Interface

부하토크는 주행저항 및 구배저항과 차륜과 레일의 점착 조건을 고려한 점착력(F_{AE})이 차륜반경(r_{wh})과 기어비(G)를 통하여 부하토크로 작용하게 된다. 점착계수는 슬립속도의 함수로 구성되어 차륜과 레일간의 점착상태를 표현하는 여러 함수로 표현되고 이 들은 프로그램 상에서 실시간으로 순시적 상호간 변환하여 점착특성 변환을 모의한다. 견인토크의 생성은 제어기에서 발생하며 실제 전동기의 속도(ω_{rpm})와 차량속도(v_{tr})를 입력받아 차량의 요구 견인토크를 계산한다.

2.2.3 시뮬레이터 설계 및 제작

제어시스템은 National Instrument(NI)의 PXI장비가 사용되고 전동기는 3상 벡터제어용 유도전동기가 사용되었다. 유도전동기 제어는 Control Techniques 인버터를 사용하였고 순시토크제어를 위해 벡터제어모드로 동작한다. 모델 및 제어알고리즘은 NI의 LabVIEW를 이용하여 프로그램 되었다. Embedded Controller는 각 전동기의 견인토크지령과 부하토크지령을 계산하며 출력장치는 그에 해당되는 전압지령을 인버터 토크지령으로 출력한다. 이렇게 구성된 H/W의 구성은 그림 7과 같다. 그림 8은 실제 제작된 모의시험기 및 제어시스템이다. 그림 9는 제어기와 동력학모델을 포함하는 시뮬레이터용 LabVIEW 프로그램이다. 아래 상세한 시뮬레이터 사양을 제시하였다.

- 1) Controller : NI PXI-8186 Embedded Controller(실시간 S/W연산처리),3ms/1loop
- 2) 입출력장치 : NI PXI-7350 Motion Controller(전동기 회전속도 입력), NI PXI-6221 Multi-function DAQ(제어 전압출력 및 전류입력)
- 3) S/W구성 : NI-LabVIEW 7.1, NI-LabVIEW Real-Time Module
- 4) Inverter : Control Techniques SP1202 (벡터제어 인버터)
 - 중부하 정격 : 최대연속출력 전류 : 5.8A
 - 공칭용량 : 1.1kW, 입력전압 : 200~240V
 - 출력전압 : 0~240V
- 4) Induction Motor : Leroy Somer L SVMV80 (3상 유도전동기), 0.75[kW]

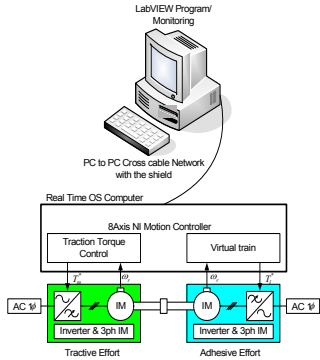


그림 7 제어시스템 구성
Fig. 7 Configuration of control system



그림 8 제작된 모의시험기
Fig. 8 Real simulator

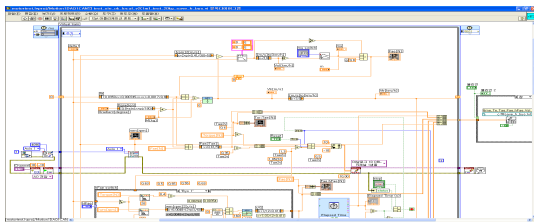


그림 9 시뮬레이터용 LabVIEW 프로그램
Fig. 9 LabVIEW program for simulator

2.3 파라메타 추정 및 속도제어

2.3.1 시뮬레이터 모델 파라메타 설계

실제 차량의 상수들은 시뮬레이터 환경에 맞도록 설계 되어야 한다. 실제 전동차의 일반구성인 4대의 동력차량 (Motor Car)과 4대의 트레일러 차량(Trailer Car) 구성된 4M4T 전동차구성을 가정한다. 1대의 동력차에는 4대의 전동기가 설치된다. 따라서 4M4T차량의 경우 16대의 전동기로 구성된다. 이 경우 차량의 총 중량은 $M=432,000$ [kg] 이다[2]. 동력차의 수직하중은 전동기가 탑재된 차량의 하중으로 $m=236,000$ [kg]이다.

- 1) 16대의 전동기에 의한 휠 축에서의 총 견인토크는 기어비*전동기당 정격토크[Nm]*전동기수 = 총 견인토크[Nm]
 $7.07*1150*16 = 130,088$ [Nm]
- 2) 차량전체에 대한 단위 토크 당 분담토크는 $432,000/130,088=3.3208$ [kg/Nm]
- 3) 동력차에 대한 단위 토크 당 분담토크는 $236,000/130,088=1.8142$ [kg/Nm]
- 4) 시뮬레이터 모델을 위한 차량의 무게는 시뮬레이터 구성전동기 정격토크(T_m) 5[Nm]임으로 분담무게 * 시뮬레이터 구성전동기의 정격토크[Nm], $3.3208*5 \cong 17$ [kg]
- 5) 시뮬레이터 모델을 위한 동력차량의 무게는 분담무게 * 시뮬레이터 구성전동기의 정격토크[Nm] $1.8142*5 \cong 10$ [kg]

견인전동기는 그림 2와 같이 Gear wheel을 통하여 구동토크를 휠에 전달한다. 따라서 전동기의 부담관성은 자체관성보다 커지게 된다. 전동기가 부담하는 관성량을 결정하기 위해 표 2와 표 3의 상수를 적용한다. 전동기와 연결된 각 구성장치들의 크기와 질량을 적용하면 다음과 같이 각각의 관성량과 전동기

의 총 부담 관성량을 결정할 수 있다[2].

표 2 구동축 모델 상수

Table 2 Parameters for driving axle

항목	질량[kg]	반지름[m]	관성[kg·m ²]
Pinion	$m_p : 13.3$	$L_p : 0.038$	$J_p : 0.0096$
Gear wheel	$m_{gw} : 124$	$L_{gw} : 0.306$	$J_{gw} : 5.805$
Axel	$m_a : 410.4$	$L_a : 0.0995$	$J_a : 2.0315$
Wheel	$m_w : 349.7$	$L_w : 0.43$	$J_w : 32.3298$

따라서 전동기 1대가 분담하는 총 관성은 전동기와 직결된 관성(J_m, J_p)과 기어를 통하여 연결된 관성(J_{gw}, J_a, J_w)에 의해 다음과 같이 계산된다.

$$J_e = J_m + J_p + (J_{gw} + J_a + 2 \cdot J_w)(1/G)^2 = 1.76 [kg \cdot m^2]$$

4M4T차량 전동기16대의 총 부담관성

$$J_{eq} = 16 \cdot J_e = 28.16 [kg \cdot m^2]$$

시뮬레이터 모델에서의 부담관성은 직결 연결된 모터의 자체 관성량으로 한다. 표 3은 실제차량과 설계된 시뮬레이터 상수 비교표이다.

표 3 차량 및 모델 상수

Table 3 Vehicle and simulator parameters

항목	철도차량	시뮬레이터
정격출력	200[kW]	0.75[kW]
정격전압 (V_{rate})	1100[V]	230/400[V]
정격전류	130[A]	6.1/3.4[A]
정격주파수 (f_{rate})	66.5[Hz]	50[Hz]
정격속도	1,945[rpm]	1435[rpm]
정격토크	1,150[Nm]	5[Nm]
차량중 질량	432,000[kg]	17[kg]
동력차 질량	236,000[kg]	10[kg]
모터관성 (J_m)	0.3[kg·m ²]	0.0024[kg·m ²]
전동기부담관성 (J_{eq})	28.16[kg·m ²]	0.0024[kg·m ²]
차륜반경 (r_{wh})	0.41[m]	0.41[m]
변속기어비 (G)	7.07	1

2.3.2 점착력의 추정

차량시스템의 추진력은 전동기에 의해 발생한 토크가 기어를 통하여 휠에 전달되고 이 휠 토크가 휠과 레일 사이에 점착력으로 전환되어 얻어진다. 점착력은 차량속도제어의 중요한 변수이며 휠-레일 간 슬립속도와 밀접한 관련을 갖는다. 점착력을 최대 조건으로 차량을 제어하면 차량을 성능을 향상시킬 수 있기 때문에 이에 대한 많은 연구가 있어왔고 이를 위해서는 실시간으로 점착력을 확인하는 것이 중요 하지만 점착력은 점착면의 조건에 따라 점착계수가 변동하기 때문에 실시간으로 직접 측정이 불가능하므로 측정 가능한 변수들을 이용하여 추정하는 방법이 제시된다[1,7]. 현재까지 기존의 방식들은 기본적으로 전동기모델 식으로부터 부하가 점착토크로 부터 발생한다고 가정하고 이로부터 점착력을 추정하였다. 현재까지 제시된 점착력 추정식은 전동기 모델식 (10)으로부터 점성 마찰계수가 부하에 비해 아주 적다는 가정 하에 전동기 부하를 식(11)과 같이 정리한다.

$$T_m = J_m \frac{d\omega_m}{dt} + B\omega_m + T_l \quad (10)$$

$$T_l = T_m - J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} \quad (11)$$

전동기 부하토크는 휠 반경과 기어 비에 의해 점착력으로 전달되는 관계식 (12)를 적용하여

$$T_l = (F_{AE}) \cdot r_{wh} / G \quad (12)$$

점착력의 추정은 식(13)과 같이 구성하였다.

$$\hat{F}_{AE} = \left[T_m - J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} \right] r_{wh} / G \quad (13)$$

이와 같이 점착력의 추정식을 구성할 경우 주행저항이 적은 저속영역과 구배와 곡선이 없는 직선 평탄 구간에서는 잘 추정할 수 있다. 하지만 이외의 구간 즉 주행저항, 구배 및 곡선저항이 큰 영역에서는 추정치의 큰 오차를 일으킬 수밖에 없다. 주행 저항요소들에 의한 추정오차를 제거하기 위해 다음과 같이 차량 모델식과 전동기 모델식을 적용한다. 식(1)부터 식(7)에서 볼 수 있는 것처럼 모델식에 주행 저항(구배, 곡선, 공기저항 등)이 고려된다. 이들은 앞서의 차량 시스템 모델 식으로부터 구현된다. 전동기 운동방정식은 식(5)와 같이 정리할 수 있고 여기서 전동기의 총부하 토크(T_l)는 전동기 구동토크에 반대하는 저항토크의 합이다. 여기서 전동기에 작용하는 부하는 식(6)과 같이 바퀴의 점착력과 저항력의 합이 기어비와 바퀴반지름의 비로 작용한다.

식(1)의 차량 운동방정식으로 부터 차량에 미치는 총저항력에 대한 식으로 정리하면

$$F_R = F_{TE} - M \frac{dv_{tr}}{dt} \quad (14)$$

식(14)를 식(6)대입하여 식(5)를 식(7)에 적용하여 정리하면 식(15)와 같이 정리된다.

$$J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} \cong T_m - \left(2F_{AE} - M \frac{dv_{tr}}{dt} \right) \cdot \frac{r_{wh}}{G} \quad (15)$$

식(15)를 점착력(F_{AE})에 관하여 정리하면 식(16)과 같이 정리된다.

$$F_{AE} \cong \left(T_m + M \frac{dv_{tr}}{dt} \cdot \frac{r_{wh}}{G} - J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} \right) \cdot \frac{G}{2r_{wh}} \quad (16)$$

결국 점착력의 추정식에는 주행저항관계식이 보이지는 않지만 이들은 차량운동특성식으로 전환되어 수식 내에 적용되어있다. 이들 식의 구성요소는 모두 측정 가능한 요소들로 구성되어있다. 또한 점착력이 추정되면 점착계수(μ)는 식 (7)을 적용하여 구할 수 있다.

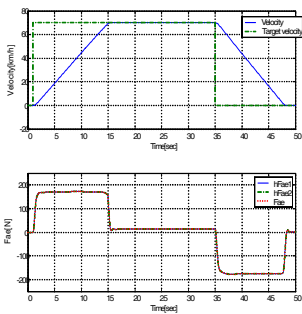


그림 10 구배 0° 점착력추정
Fig. 10 Adhesion force estimation for no slope

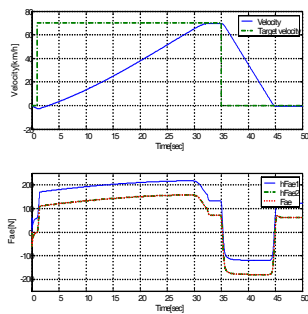


그림 11 구배 3° 점착력추정
Fig. 11 Adhesion force estimation for 3°slope

그림 10은 구배저항이 없는 조건에서 점착력 추정결과로 기존의 추정기의 결과나 제시된 추정기의 결과가 동일하게 일치된다. 그림 11은 구배 조건을 고려한 점착력 추정결과로 기존의 추정기의 추정결과(hFae1)와 실제 점착력(Fae)이 오차를 보이고 있다 반면 제시된 추정기의 결과(hFae2)는 실제 점착력(Fae)과 일치하는 결과를 준다.

2.3.3 점착제어

시뮬레이터를 활용하여 점착제어 및 속도제어에 관한 시험을 수행하였다. 견인전동기의 구동력이 바퀴와 레일 사이의 마찰력 보다 커지는 경우, 바퀴는 레일 위에서 미끄러져 공전을 하게 된다. 또한 급격한 제동으로 제동력이 마찰력 보다 급격히 커지는 경우 활주가 발생하게 된다. 이렇게 발생한 과도한 슬립 및 활주는 바퀴와 레일의 기계적 손상, 소음 및 차량의 진동을 유발시켜 승차감을 떨어뜨린다. 뿐만 아니라 제동시 정지거리를 증가시킨다. 더욱 중요한 점은 점착력의 저하로 인하여 차량의 견인능력을 저하시킨다. 따라서 공전 및 활주에 대한 적절한 제어가 요구된다. 이를 위하여 철도차량에서 고전적인 제어 방법인 패들방식에 의한 재점착제어 방식이 사용되어왔다. 점착특성에 대한 연구와 제어기술이 발전하면서 운행 조건에 따른 견인력 및 제동력을 최대화 할 수 있는 최대점착제어 방식에 의한 많은 연구가 진행되어오고 있다.

2.3.3.1 최대점착제어

최대점착제어는 휠-레일 간 다양한 점착특성의 변동에서도 점착력을 최대화하기 위한 제어전략이다. 일반적으로 어떤 일정한 환경조건에서 차량과 레일의 최대 점착력을 갖는 일정한 슬립속도 v_{sl} 를 가진다고 알려져 있다[1,4]. 이들 곡선의 프로파일은 레일과 차량의 환경조건 즉 건조 및 습도상태, 결빙상태, 이물질(기름, 낙엽 등)의 점착 등에 따라 여러 형태의 점착 프로파일을 갖는다. 실제 운행 중에는 환경 및 기후 조건에 따라 여러 형태의 점착특성이 복합적으로 작용할 수 있다. 점착력 특성곡선에서 알 수 있듯이, 슬립속도에 대해 점착력의 순간기울기가 “0”이 되는 지점 ($\frac{dF_{AE}}{dv_{sl}}=0$)에서 최대의 점착력이 발생한다. 따라서 이론적으로는 $\frac{dF_{AE}}{dv_{sl}}=0$ 인 점에서의 슬립속도 v_{sl} 을 알고 이 슬립속도를 유지하도록 제어한다면 최대점착력 조건에서 동작할 수 있게 된다. 점착계수와 슬립속도의 함수관계는 비선형성이며 선로나 노선의 조건(기후, 온습도, 선로점착물)에 따라 변동함으로 그 일반해를 구할 수 없다. 따라서 수치해석적인 방법으로 그 해를 찾을 수밖에 없다. 그러한 한 방법으로 임의의 슬립속도 초기 값으로부터 얼마만큼의 량(ΔV_{sl})을 증가나 감소시켜 최적의 값에 수렴하도록 하는 문제이다.

$$V_{slRef}^{k+1} = V_{slRef}^k + \Delta V_{sl} \quad (17)$$

일단 최대 점착력을 갖는 최적의 슬립속도 수치해석 방법으로 찾아서 이 슬립속도를 유지하도록 열차의 전동기 속도를 제어하는 방법이다.

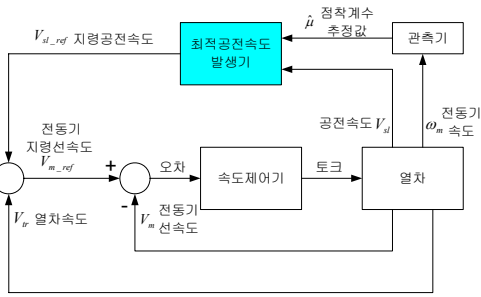


그림 12 차량 최대점착제어 블록도
Fig. 12 Block diagram for maximum adhesion control

슬립속도대 점착력의 함수로부터 최대점착력을 갖는 슬립속도를 찾는 방법으로 주로 수치 해석적 방법인 최속강하(Steepest descent)방식을 적용해 최적의 값을 찾고 있다 [4,5]. 그림 3에서 보듯이 슬립속도에 따른 점착력의 경사도에 의해 기울기가 0인 즉 최대점착력을 갖는 슬립속도를 찾는 방법인데 수식적으로 증가량(ΔV_{sl})은 슬립속도대 점착력의 기울기 $\frac{dF_{AE}}{dv_{sl}}$ 에 상수(α)가 곱해진 정도로 증가나 감소시켜 찾아간다.

$$V_{sl_ref}^{k+1} = V_{sl_ref}^k + \alpha \frac{dF_{AE}^k}{dv_{sl}} \quad (18)$$

식 (18)에서 보는 것처럼 슬립속도 기준값($V_{sl_ref}^{k+1}$)은 이전 슬립속도($V_{sl_ref}^k$)에 점착력의 기울기를 증가시켜 최적의 슬립속도 값을 $\frac{dF_{AE}}{dv_{sl}}=0$ 이 될 때(최대점착조건)까지 찾아가는 방법이다. 이 방법은 점착력의 기울기에 일정상수가 곱해짐으로써 지령슬립속도의 누적 분을 상수 α 가 작으면 안정적이지만 최대점 수렴속도가 느리다. 반대로 상수 α 가 커지면 수렴속도는 빠르지만 최대점 근처에서 채터링 현상이 발생할 수 있다. 또한 최대점착점 영역에서 순시적인 점착특성 변화에 민감하게 반응할 수 있다.

최속강하(Steepest descent)방식에 근거한 최적화 절차는 다음과 같다.

- (1) 추정된 점착력과 측정슬립의 시간변화율 $\frac{d\widehat{F}_{AE}}{dt}$, $\frac{dv_{sl}}{dt}$ 로부터 $\frac{d\widehat{F}_{AE}}{dv_{sl}} \approx \frac{d\widehat{F}_{AE}}{dt} / \frac{dv_{sl}}{dt}$ 를 계산한다.
- (2) 채터링이 발생하지 않도록 적당한 비례상수 α 를 곱하여 기준 슬립속도값을 계산한다.

$$V_{sl_ref}^{k+1} = V_{sl_ref}^k + \alpha \frac{d\widehat{F}_{AE}}{dv_{sl}}$$

- (3) (1)번 으로 돌아가 계산과정을 반복한다.

차량이 일정속도일 경우 $\frac{d\widehat{F}_{AE}}{dv_{sl}} \approx \frac{d\widehat{F}_{AE}}{dt} / \frac{dv_{sl}}{dt}$ 에서 $\frac{dv_{sl}}{dt} \approx 0$ 이 될 수 있고 결국 $\frac{d\widehat{F}_{AE}}{dv_{sl}} \approx \infty$ 로 되는 것을 막기 위해 위식을 다음과 같이 수정하여 사용한다.

$$V_{sl_ref}^{k+1} = V_{sl_ref}^k + \alpha \frac{d\widehat{F}_{AE}}{dv_{sl} + \epsilon_0}$$

여기서 ϵ_0 는 아주 작은 상수

2.3.4 차량속도제어

최대점착제어는 차량의 최대가속 및 최대감속에 효과적인 제어방법이다. 하지만 차량은 자동운행중 가속제어 뿐만 아니라 목표속도에 따른 정속제어 또한 필요로 한다. 현재까지 최대점착제어에 대한 연구는 주로 최대점착제어 방식에만 집중되어 왔고 이와 연계한 속도제어에 관한 연구는 없었다. 이 절에서는 최대점착제어에 의한 가속제어와 목표속도에서의 정속제어간의 제어모드의 전환을 연속적으로 구현하기위한 제어구조를 제시한다.

2.3.4.1 Main idea for speed control

실제 차량은 주행 중 가속 및 정속제어가 혼합되어 운행된다. 특히 철도차량의 ATO(Automatic Train Operation) 제어시스템은 노선의 구간별로 정해진 제한속도에 따라 속도제어가 수행된다. 이런 경우 목표속도까지 가속은 최대점착제어로 제어되고 목표속도에서는 정속도제어가 수행될 수 있다. 이렇게 최대점착제어에서 목표속도제어로 제어모드가 불연속적으로 전환되는 경우에 제어의 불연속 특성이 발생하여 차량의 속도 출렁임이 발생할 수 있다. 이러한 불연속적 제어영역을 부드럽게 전환하기 위한 제어구조가 요구된다. 최대점착 속도제어의 주요한 아이디어는 slip reference를 제어하는 것이다. 목표속도가 현재차량속도 보다 높은 경우 가속을 요하는 구간으로 최대점착조건을 갖는 슬립속도를 구하고 이를 기준으로 전동기의 속도를 제어한다.

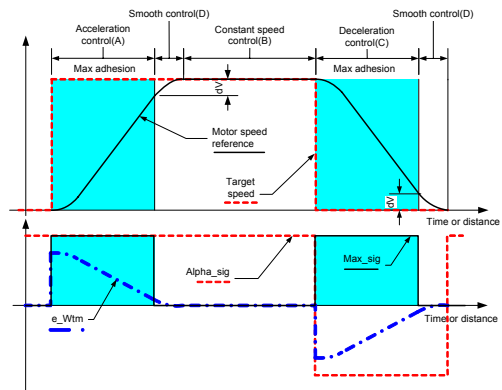


그림 13 제어 개념도
Fig. 13 Control concept

그림 13은 본 논문에서 제시하는 속도제어전략이다. 정지한 차량에 요구목표속도가 주어진 경우이다. 구간 (A)은 요구 목표속도에 따른 가속을 요구하는 구간으로 최대점착제어가 수행되는 구간이다. 구간 (D)는 차량의 속도변화를 완화하여 목표속도에 부드럽게 안착하기 위한 구간이다. 구간 (B)는 차량속도가 목표속도와 같은 구간으로 일정속도 제어 구간이다. (C)구간은 목표속도가 차량 현재속도보다 낮은 구간으로 감속제동이 요구되는 구간이다. 이 영역에서 최대점착제어영역으로 최대제동력으로 감속제어가 수행된다.

2.3.4.2 Speed reference control structure

그림 14는 최대점착제어 조건에서 차량의 목표속도제어를 운용하기 위한 제어시스템 전체 구성도이다. 여기에서 제어

는 크기는 최대점착속도제어 블럭과 차량 및 추진시스템 블럭으로 구분된다.

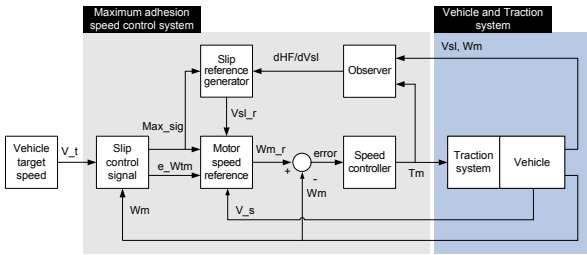


그림 14 점착제어시스템 속도제어 블럭도
 Fig. 14 Block diagram for speed control in adhesion control

최대점착속도제어 블럭은 차량 최대점착제어와 속도제어를 원활하게 제어하기 위한 블럭이다. Vehicle and Traction system 블럭은 차량의 추진모터와 인버터 및 차체를 포함한다. 여기서 V_t 는 차량의 목표속도로 거리 구간별 속도목표치이다. Max_sig 는 최대점착제어신호(1,0)로 신호가 1이면 최대점착제어신호, 0이면 최대점착제어 해제신호 이다. e_Wtm 은 전동기목표속도와 전동기현재속도의 차, V_{sl_r} 은 최적슬립속도 지령, Wm_r 전동기 요구속도지령, V_s 차량의 속도, $dHF/dVsl$ 슬립속도의 변화대 추정점착력의 변화율, Wm 전동기의 회전속도, $error$ 전동기 속도지령과 현재 전동기 속도차, Tm 전동기 지령토크, Vsl 슬립속도로 차량 속도 대 차량바퀴 속도의 차이이다.

2.3.4.3 Vehicle target speed

차량의 속도는 도로조건 및 환경조건 등에 의해 제한 받는다. 자동운전(ATO)차량의 경우 도로 곡선, 경사, 교량, 지반특성 등에 의해 운행속도가 구획별로 다르게 제한된다. 그림 14에서 차량목표속도 블럭은 차량 운전자의 기기조작으로 주어지거나 자동운전차량내 장치가 프로그램에 의해 계획된 속도 제한치를 전송할 수 있고 계단과 형태로 그림 15와같이 주어진다.

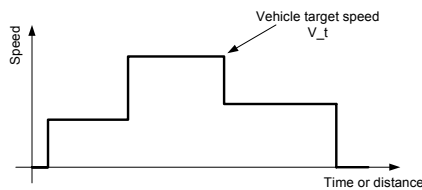


그림 15 차량목표속도지령
 Fig. 15 Target speed command

2.3.4.4 slip control signal

차량의 속도는 전동기의 속도를 제어함으로써 제어된다. 또한 전동기의 속도는 기준슬립속도에 현재차량속도를 합한 값을 회전속도 값으로 변환하여 전동기 기준속도로 사용한다. 따라서 기준슬립속도를 제어함으로써 차량속도를 제어할 수 있다. 이 블럭에서는 기준슬립속도를 제어하기 위한 신호들(Max_sig , e_Wtm)을 발생한다. Max_sig 신호는 최대점착제어구간을 구분하기 위한 신호로 이 값이 "1"이면 최대점착제어 구간을 표시하고 "0"이면 완화제어 및 정속제어구간이다.

e_Wtm 은 차량목표속도에 대한 기준회전속도 값과 전동기의 속도와의 차이이다. 기준슬립속도를 제어하기 위해서 3가지 제어영역으로 구분할 수 있다. 최대점착제어구간, 완화제어구간, 정속제어구간이다. 최대점착제어구간은 그림 13의 (A)와 (C) 구간이다. 즉 현재차량속도와 목표속도의 차가 일정 값(dV)보다 큰 구간이다. 이 구간에서 Max_sig 는 1의 값을 갖고 이외구간은 0의 값을 갖는다. 완화제어구간은 그림 13의 (D)구간이다. 즉 차량속도와 목표속도와의 차가 일정 값(dV) 이내인 구간으로 최대점착제어에서 목표속도제어로 전환되는 과도구간으로 전동기 기준속도를 목표속도까지 완만하게 정착시킨다. 정속제어구간 그림 13의 (B)구간이다. 이 구간에서는 전동기 기준속도가 차량목표속도와 동일하게 제어되는 구간이다. 그림 14 슬립속도제어신호발생기는 차량의 목표속도지령(V_t)과 현재전동기 회전수(Wm)을 입력으로 하여 최대점착제어구간신호(Max_sig) 및 전동기속도오차(e_Wtm)를 계산한다. G 는 기어비, r 은 휠 반지름 또한 dV 는 양의 설정상수로 설정함으로써 완화제어영역이 설정된다.

$$e_Wtm = V_t / G / r / 3.6 - Wm \tag{19}$$

$$Max_sig = \begin{cases} 1, & \text{if } dV < |e_Wtm| \\ 0, & \text{if } dV \geq |e_Wtm| \end{cases} \tag{20}$$

2.3.4.5 점착력 추정기

최대점착제어에서 최대점착력을 갖는 최적의 슬립속도를 구하는 것이 주요한 관건이다. 또한 슬립속도를 구하기 위해서는 점착계수를 실시간으로 알아야 한다. 하지만 바퀴와 노면(철로)사이의 점착계수를 실시간으로 직접 측정하는 것은 어려운 일이다. 따라서 미리 알 수 있는 차량 파라미터를 기반으로 식(16)의 추정기를 사용하여 점착력을 추정하여 사용한다. 최대점착제어에서 실제로 사용되는 정보는 점착계수의 실제 값이 아니라 슬립속도의 변화율 대 추정점착력의 변화율($dHF/dVsl$)이다.

$$\frac{d\hat{F}_{AE}}{dVsl} = \frac{G}{2r_{wh}} d \left(T_m + M \frac{dv_{tr}}{dt} \frac{r_{wh}}{G} - J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} \right) / (dVsl + eps) \tag{21}$$

2.3.4.6 Optimal slip reference generation

슬립속도와 점착력 또는 점착계수와의 관계는 그림 3에서 보인 것처럼 비선형적이고 슬립속도의 일정영역에서 최대점착계수를 갖는다. 또한 점착계수와 슬립속도와의 관계는 기후환경 조건에 따라 변화함으로 최적의 슬립속도를 분석적 방법으로 찾을 수 없기 때문에 수직 해석적 방법으로 찾는다. 그 중 식(18)에서 주어진 최속강하법에 의해 기준슬립속도 발생방법을 적용하였다. 그림 13에서 최대점착을 수행하는 구간에서만 슬립속도 값을 유효하게 하기위해 Max_sig 가 곱해진다. 즉 최대점착제어구간에서 $Max_sig = 1$ 로 구해진 기준슬립속도가 그대로 출력된다. 반면 최대점착제어 이외의 구간은 $Max_sig = 0$ 로 기준슬립속도값(Vsl_r)을 0으로 reset시켜 다음 차량목표속도의 변경에 대비할 수 있다.

$$Vsl_r(t+1) = Max_sig * (Vsl_r(t) + beta * \frac{d\hat{F}_{AE}}{dVsl}) \tag{22}$$

2.3.4.7 Motor speed reference

차량의 속도는 전동기의 속도를 제어함으로써 이루어지고 전동기의 속도는 기준슬립속도를 제어함으로 이루어진다.

따라서 기준슬립속도를 적절하게 제어함으로써 최대점착제어와 차량목표속도제어간의 부드러운 전환을 이룰 수 있다. 그림 14에서 전동기 속도지령발생기는 각 입력을 바탕으로 차량이 목표속도에 도달하기 위해 요구되는 전동기 회전속도지령 프로파일을 생성한다. 여기에는 최대점착시에 요구되는 전동기속도지령 프로파일과 목표속도에 근접하여 부드럽게 목표속도에 안착하기 위해 요구되는 속도지령을 생성한다.

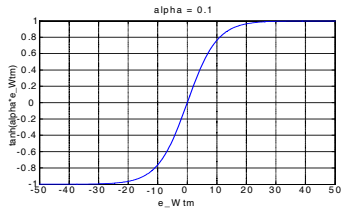


그림 16 활함수 프로파일
Fig. 16 smooth function profile

기본 아이디어로 차량의 속도와 목표속도의 차가 클 때는 최대점착제어의 최적슬립속도(V_{sl_r})가 그대로 사용되고 목표속도에 근접해서는 최적슬립속도(V_{sl_r})의 값을 점차 감소시켜 목표속도에 도달했을 때 최적슬립속도(V_{sl_r})의 값을 "0"이 되도록 제어하는 것이다. 이를 위해 계산 블록에서 기준슬립속도(V_{sl_r})를 속도차(e_{Wtm})에 따라 제한하기 위한 함수로 그림 16과 같은 tanh함수를 사용하였다. 차량의 현재속도(V_s)와 목표속도(V_t)와의 차(e_{Wtm})가 설정오차상수(dv)보다 크면 차량은 최대점착제어영역에 있게 된다. 이때 그림 17에서 $Mag_sig = 1$ 임으로 계산된 최적의 슬립속도(V_{sl_r})는 Enable block을 그대로 통과한다. 또한 차(e_{Wtm})가 일정한 값(dv)보다 클 때 tanh함수의 값이 1이 되도록 설정한다. 따라서 $[e_{Wtm} \gg dv]$ 라면 $\tanh(\alpha * e_{Wtm}) \cong 1$ 임으로 전동기의 기준속도(Wm_r)는 식 (23)과 같다.

$$Wm_r = K3 * (K2 * Vsl_r * \tanh(\alpha * e_{Wtm}) + V_s) \quad (23)$$

$$= K3 * (K2 * Vsl_r * 1 + V_s)$$

차량의 현재속도(V_s)와 목표속도(V_t)와의 차(e_{Wtm})가 dv 보다 작아지면 차량은 완화제어영역을 거쳐 정속제어 영역으로 가게 된다. 이때 $Mag_sig = 0$ 임으로 계산된 최적의 슬립속도(V_{sl_r})는 Enable block에서 이전 값으로 고정된다. 또한 차(e_{Wtm})가 일정한 값(dv)보다 작아질 때까지 tanh함수의 값이 점차 작아져 $e_{Wtm}=0$ 일 때 $\tanh(\alpha * e_{Wtm}) = 0$ 이 되도록 설정한다. 따라서 $[e_{Wtm} \ll dv]$ 라면 $\tanh(\alpha * e_{Wtm}) \cong 0$ 임으로 전동기의 기준속도(Wm_r)는 식 (24)와 같다.

$$Wm_r = K3 * (K2 * Vsl_r * \tanh(\alpha * e_{Wtm}) + V_s) \quad (24)$$

$$= K3 * (V_s)$$

$$= K3 * (V_t)$$

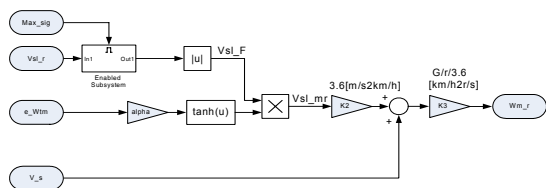


그림 17 제어 블록도
Fig. 17 Block diagram of control

2.3.4.8 Speed controller with anti-windup

전동기의 속도를 제어하기 위해 간단한 PI제어기를 사용하였다. 전동기 지령속도와 현재전동기 속도의 오차가 "0"이 되도록 요구토크가 생성된다. 제어기는 이외의 다양한 방법으로 구현될 수 있다. 차량의 추진시스템은 인버터 구동 유도전동기를 대상으로 하였고 유도전동기의 발생토크는 일정속도 이상에서 감소하기 시작 한다. 따라서 PI제어기의 제어요구 토크가 실제 발생토크를 상회하는 경우 PI제어기의 적분기에 오차가 누적되어 시스템 응답에 큰 오버슈트와 진동이 발생할 수 있다. 이와 같이 액추에이터 포화가 발생할 경우 적분기 와인드업을 감소시키기 위해 아래 그림 18과 같은 anti-windup 구조의 PI 제어기를 구성하였다.

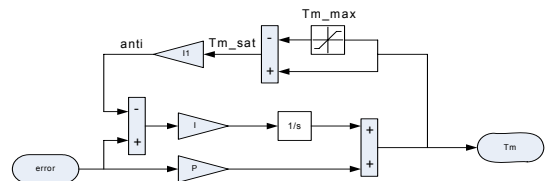


그림 18 PI제어 블록도
Fig. 18 Block diagram of PI control

$$Tm_sat = \begin{cases} Tm, & Tm \leq Tm_max \\ Tm_max, & Tm > Tm_max \end{cases}$$

$$anti = \Lambda * (Tm - Tm_sat)$$

$$Tm = error * P + I * \int (error - anti) dt \quad (25)$$

2.3.5 Simulation

최대점착제어에서의 속도제어 전략이 적절하기 수행되는 지 확인하기 위해 Matlab/Simulink를 이용한 시뮬레이션을 수행하였다. 1초에서 70km/h의 목표속도지령과 30초에서 0km/h의 목표속도지령에 따른 최대점착제어 및 속도제어 수행결과이다.

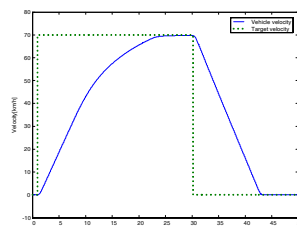


그림 19 차량속도
Fig. 19 Vehicle velocity

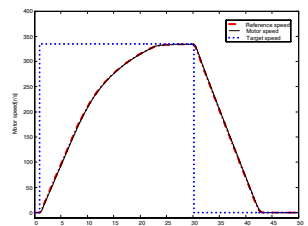


그림 20 전동기속도
Fig. 20 Motor speed

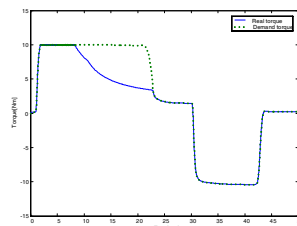


그림 21 전동기 토크
Fig. 21 Motor torque

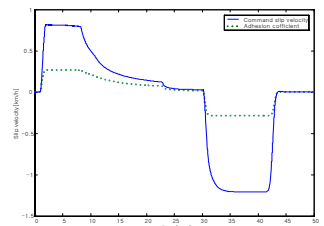


그림 22 지령 슬립속도
Fig. 22 Command slip velocity

본 시뮬레이션의 목적은 주어진 목표속도 추종을 위한 최대점착제어 운용전략의 적절성을 확인하기 위한 것이다. 임의 차량속도에서 목표속도가 주어지면 차량의 현재속도와 목표속도와의 차에 의해 가속 또는 감속을 결정한다. 그림 19와 20은 차량의 목표속도 추종 및 전동기의 속도추종성을 보여준다. 차량은 35km/h 까지 속도가 선형적으로 증가한다. 이후 영역에서는 전동기 추진토크의 감소에 따라 차량 가속도가 감소하게 된다. 그림 22는 슬립속도(Slip velocity) 지령과 점착계수의 상태이다. 시뮬레이션 조건에서 최대점착계수 0.3에서의 최적슬립속도는 1.2km/h이지만 전동기의 토크 10Nm의 제한에 따라 최적슬립에 도달하지 못하고 최대 0.8km/h로 제어되고 있다. 그림 21은 제어기요구토크 지령값과 실제 토크값을 나타낸다. 전동기의 토크 특성에 따라 차량속도 35km/h부터 토크가 서서히 감소하고 있다.

2.4 시뮬레이터 시험

2.4.1 시뮬레이터 동특성시험

개발된 시뮬레이터를 활용하기에 앞서 시뮬레이터가 원하는 차량의 동특성을 적절하게 모의 할 수 있는지 확인하는 것이 중요하다. 시뮬레이터구현에 있어서 주요하게 모델링된 부분은 전동기의 토크가 휠로 전달되고 휠과 레일의 점착특성에 의해 차량이 견인력을 얻는 과정인데 이 과정에서 휠-레일 간 슬립발생과 점착계수의 변화가 중요한 동특성이다. 이러한 특성들을 offline test를 통하여 발생시키고 그 특성들이 원하는 특성을 적절하게 반영하는지 확인한다.

2.4.1.1 토크증가에 따른 슬립변화 특성

시뮬레이터가 차량의 동특성을 적절하게 모의하는지 검증하기 위해 견인토크를 일정하게 증가시키는 조건에서 차량의 속도, 슬립속도, 점착계수의 변화 특성을 확인하였다. 그림 23은 기 논문 및 문헌들에서 확인된 특성이다. 그림 23은 모의 시험기에서 측정된 특성그래프로 모의 시험기가 각 토크대 슬립 및 점착특성을 잘 반영하고 있다.

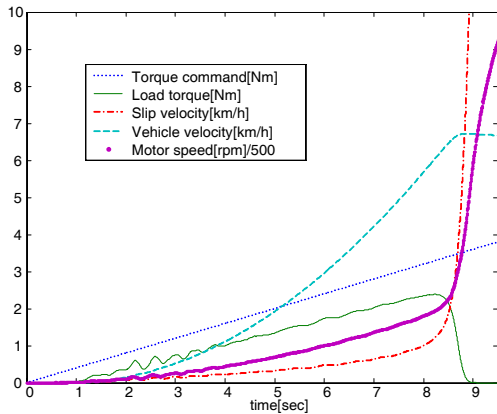


그림 23 토크지령대 슬립속도 시험결과
Fig. 23 Test result of Torque vs slip velocity

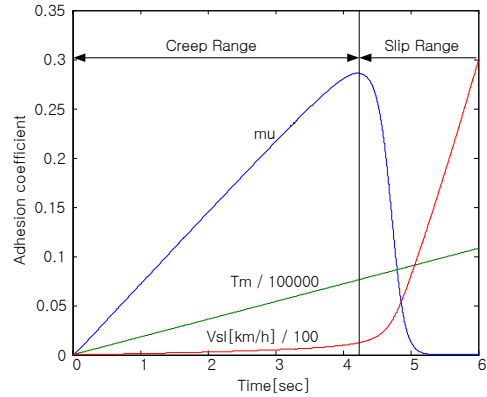


그림 24 토크대 점착계수에 대한 모의시험 결과
Fig. 24 Simulation results of adhesion coefficient

2.4.2 시뮬레이터를 이용한 차량제어특성시험

2.4.2.1 최대점착속도제어(점착상태 일정)

개발된 시뮬레이터를 이용하여 최대점착제어와 제시된 속도제어성능을 시험하였다. 시험조건은 점착계수에 따른 최대점착제어성능과 속도제어성능을 시험하였다. 점착계수특성은 그림 3과 표 4의 조건을 적용하였다. 시험조건노면의 상태가 건조한 μ_0 곡선이 적용된 상태에서의 최대점착제어 성능과 속도제어성능을 시험하였다.

표 4 시험 조건

Table 4 Test conditions

시간[sec]	상태	최적슬립속도[km/h]	최대점착계수
0~60	[μ_0]건조	1.2	0.28

그림 25에서 1초에 목표속도 80km/h가 주어지면 차량은 가속하여 15초 만에 목표속도에 도달한다. 30초에 목표속도가 0으로 주어지면 차량은 감속을 시작하여 44초에 목표속도에 도달한다. 그림 26은 이 조건에서의 전동기의 회전속도변화 그래프이다.

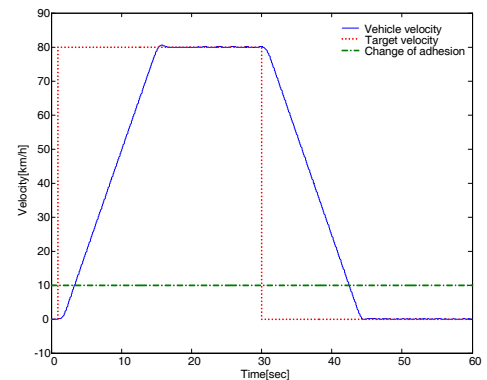


그림 25 차량속도제어 시험결과
Fig. 25 Test result of vehicle velocity control

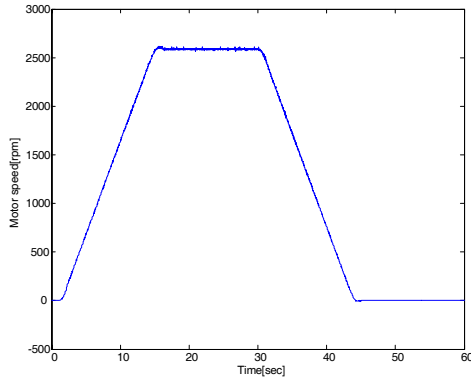


그림 26 전동기 속도제어 시험결과
Fig. 26 Test result of motor speed control

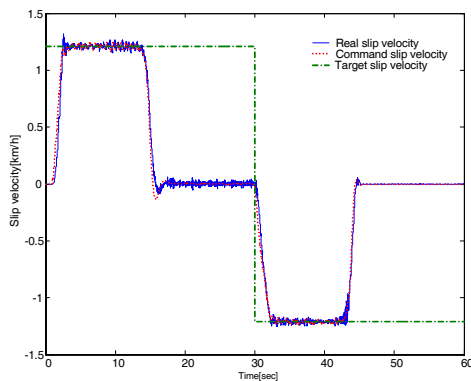


그림 27 슬립속도제어 시험결과
Fig. 27 Test result of slip velocity control

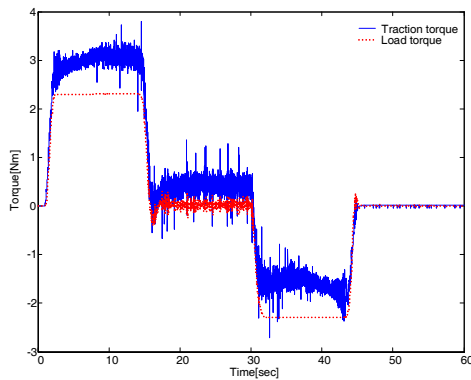


그림 28 견인토크와 부하토크 시험결과
Fig. 28 Test results of traction and load torque

그림 27은 차량목표속도 제어를 위한 최대점착제어 동작 특성을 보여준다. 1초에 목표속도 80km/h가 주어지면 노면 점착특성 μ_0 조건에서의 최대점착요구 슬립속도 1.2km/h를 계산해 내고 이에 따른 최대가속속도 제어가 수행된다. 목표속도에 도달해서는 기준슬립속도 1.2km/h가 목표속도 80km/h를 유지하기 위한 최적의 슬립속도 기준치로 감소 제어 된다. 30초에서 목표속도가 0속도로 주어지면 최대점착조건의 기준슬립속도 1.2km/h를 구하여 속도감속제어가 수행된다. 그림 28은 주행제어시험에서 발생된 차량의 견인

토크 및 부하토크의 변화 특성이다. 초기 가속시 견인토크량과 정속유지를 위한 토크제어량 감속제동을 위한 토크의 변화 특성을 볼 수 있다.

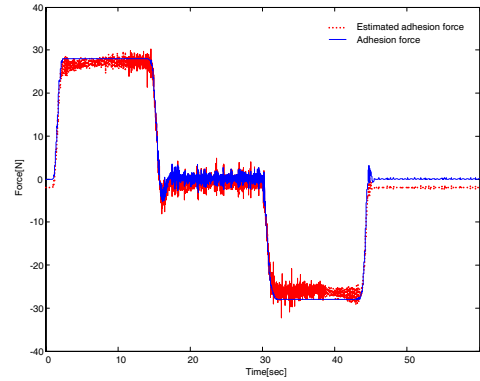


그림 29 점착력 추정결과
Fig. 29 Test result of adhesion force estimation

그림 29는 이 시험조건에서 차량의 최대점착제어 수행을 위한 점착력과 점착력 추정결과이다.

2.4.2.2 최대점착속도제어(점착상태 변동)

시험조건으로 일정영역에서 점착특성이 표 5와 같이 시간에 따라 변동하는 경우를 시험하였다.

표 5 시험 조건

Table 5 Test conditions

시간[sec]	상태	최적슬립속도[km/h]	최대 점착계수
0~8	[μ_0]건조상태	1.2	0.28
8~15	[μ_1]젖은상태	1.2	0.06
15~35	[μ_0]건조상태	1.2	0.28
35~42	[μ_2]젖은상태	5	0.06
42~60	[μ_0]건조상태	1.2	0.28

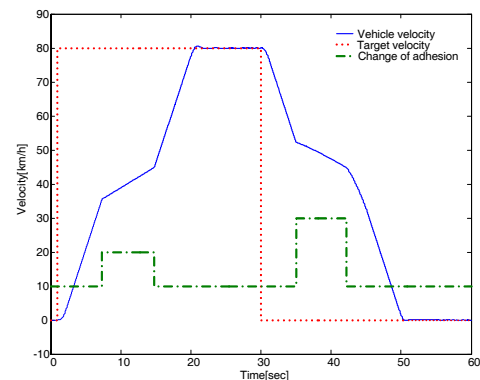


그림 30 차량속도제어 시험결과
Fig. 30 Test result of vehicle velocity control

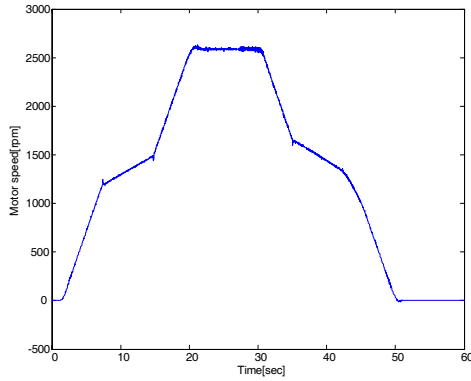


그림 31 전동기 속도제어 시험결과
Fig. 31 Test result of motor speed control

그림 30에서 1초에 목표속도 80km/h가 주어지면 최대점착제어에 의한 가속이 수행된다. 이후 8초에 점착특성이 변경되어 점착계수가 낮아지면 이 점착곡선에서의 최적슬립속도를 다시 계산하여 속도제어가 수행된다. 8~15초까지는 점착계수가 낮아 차량의 가속성능이 낮아진다. 다시 15초에 점착계수가 μ_1 로 변경되어 점착특성이 높아지면 차량가속력이 증가한다. 20초에 차량이 목표속도에 도달하면 30초까지 정속도로 진행되며 이때 목표속도가 0으로 변경되면 최대점착에서의 감속제어가 수행된다. 다시 35초에서 점착특성이 μ_2 로 변경되면 이 점착조건에서의 최대점착조건의 슬립속도를 구하고 이를 이용한 속도제어가 수행된다. 42초에서 점착특성이 μ_0 로 변경되면 최대 점착점으로 기준속도가 변경되고 이 속도를 이용한 감속제어가 목표속도 0까지 진행된다. 그림 31을 시험동안 전동기속도의 변화그래프이다. 그림 32는 이 시험동안 점착조건에 따른 슬립속도의 변화 상태를 보여준다. 점착특성 μ_2 인 35초에서 42초 구간에서는 점착력은 낮고 최적슬립속도는 5km/h의 구간으로 최대 기준슬립속도에 도달하기 전에 점착특성이 변경이 이루어졌다. 그림 33은 각 상태 변동에 따른 견인토크와 부하토크의 변동 상태를 보여준다. 그림 34는 시험동안 발생한 점착력특성과 이를 추정한 결과그래프로 변동된 사항을 잘 추정하고 있다.

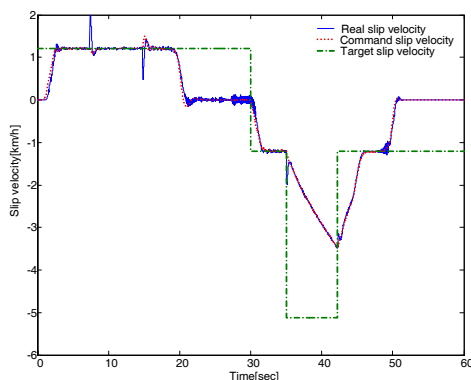


그림 32 슬립속도제어 결과
Fig. 32 slip velocity control

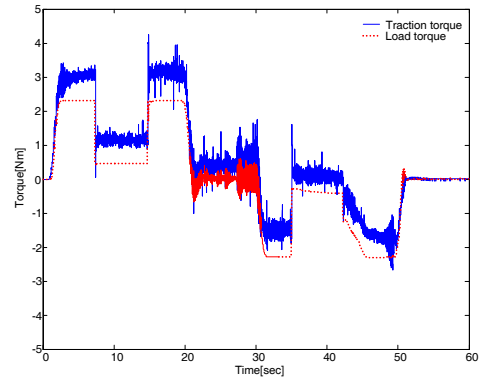


그림 33 견인토크와 부하토크 시험결과
Fig. 33 Test results of traction and load torque

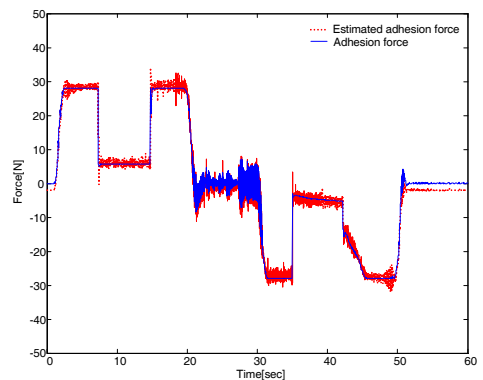


그림 34 점착력 추정결과
Fig. 34 Test result of adhesion force estimation

3. 결 론

실제차량을 이용하여 차량특성 및 성능향상에 대해 연구하는 것이 가장 이상적이나 실제시스템을 이용할 경우 비용, 시간, 위험도 측면에서 많은 어려움이 수반된다. 본 논문에서는 차량 진행방향으로 영향을 주는 주행특성요소를 수식 모델화 하여 전동기로 구성되는 주행특성 시뮬레이터를 개발하였다. 차량의 종방향 동특성 즉 주행저항, 슬립, 활주, 점착계수의 변동 등이 제어컴퓨터 내에서 구현되고 그 출력이 전동기의 속도와 토크로 구현되도록 하였다. 이를 구현하기 위해 직결 연결된 전동기구성하고 전동기를 개별적으로 제어함으로써 한쪽은 견인전동기의 역할을 하도록 제어되고 다른 한쪽은 차량의 동특성모델에 따른 부하변동을 모의하도록 제어되었다. 이를 통하여 실제의 차량이나 물리적 접촉방식의 시험 장치에서는 구현하기 어려운 다양한 조건의 시험을 안전하게 수행하는 것이 가능하였다. 개발된 시험기를 통하여 최대점착제어 및 차량 속도제어알고리즘을 개발하여 시험하고 그 유용성을 보였다.

감사의 글

본 연구는 2010년도 국토해양부의 교통체계효율화 사업(R&D/06-교통핵심 B01) 지원에 의하여 이루어진 연구로서, 관계부처에 감사드립니다.

참 고 문 헌

[1] W-S.Kim, Y-S.Kim, J-K.Kang, and S-K.Sul. "Electro-mechanical re-adhesion control simulator for inverter-driven railway electric vehicle", Conference Record of the 1999 IEEE Industry Applications Conference, 2:1026-1032, 1999

[2] 변윤섭, 김영철, "주행특성을 고려한 차량 견인시스템 모델링" 전기학회논문지 제56권 제11호 pp.1955-1961, 2007년 11월

[3] Kiyoshi Ohishi, Yasuaki Ogawa, "Adhesion Control for Electric Motor Coach Based on Force Control Using Disturbance Observer", AMC2000-NAGOYA, , 323-328, 2000

[4] Yosuke Takaoka, Atsuo Kawamura, "Disturbance Observer Based Adhesion Control for Shinkansen", AMC2000-NAGOYA, , 169-174, 2000

[5] Atsuo Kawamura, Keiichi Takeuchi, Takemasa Furuya. "Measurement of the Tractive Force and the New Adhesion Control by the Newly Developed Tractive Force Measurement Equipment", PCC-Osaka, pp.879-884, 2002

[6] Doh-Young Park, Moon-Sup Kim, Don-Ha Hwang, Joo-Hoon Lee, Young-Joo Kim, "Re-adhesion Control for High-speed Electric Railway with Parallel Motor Control System", ISIE 2001, Pusan, Korea, pp.1124-1129

[7] Hideo Sado, Shin-ichiro Sakai, and Yoichi Hori. "Road condition estimation for traction control in electric vehicle". In The 1999 IEEE International Symposium on Industrial Electronics, pp. 973 - 978, Bled, Slovenia, 1999.

[8] R. Rizzo, D. Iannuzzi, "Indirect friction force identification for application in traction electric drives", Mathematics and Computers in Simulation, Volume 60, Issues 3-5, 30 September 2002, pp. 379-387

[9] Masao Tomeoka, Naoji Kabe, Masuhisa Tanimoto, Eiji Miyauchi, Machi Nakata, "Friction control between wheel and rail by means of on-board lubrication", Wear, Volume 253, Issues 1-2, July 2002, pp. 124-129

[10] A. Kawamura, T. Furuya, K. Takeuchi, Y. Takaoka, K. Yoshimoto, and M. Cao, "Maximum adhesion control for Shinkansen using the tractive force tester," in Proc. IEEE Power Conversion Conf., Osaka, Japan, 2002, vol. 1, pp. 567 - 572.

[11] P. Khatun, C. M. Bingham, N. Schofield, and P. H. Mellor, "Application of fuzzy control algorithm for electric vehicle antilock braking/traction control systems," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 52, no.5, pp. 1356-1364, Sept. 2003.

[12] T. Furuya, Y. Toyoda and Y. Hori, "Implementation of Advanced Adhesion Control for Electric Vehicle", Proc. IEEE Workshop on Advanced Motion Control (AMC-Mie'96), Vol.2, pp.430-435, 1996.

저 자 소 개



변 윤 섭 (邊 允 燮)

1994년 2월 대전산업대학교 전자공학과(공학사). 1996년 충북대학교 전자공학과(공학석사). 2005년 8월 충북대학교 전자공학과(공학박사수료), 1996년~현재 한국철도기술연구원 선임연구원, 관심분야 차량자동운전제어



김 영 철 (金 永 喆)

1981년 고려대학교 전기공학과(공학사), 1983년 서울대학교 전기공학과(공학석사), 1987년 서울대학교 전기공학과(공학박사), 1988년~현재 충북대학교 전자공학부 교수. 1992년~1993년 미국 Texas A&M Univ. Post-Doctoral Fellow. 2001년~2002년 미국 Vanderbilt Univ./Tennessee State Univ. 객원교수. 2009-2010 대한전기학회 부회장, 정보및제어부문 회장. 주 관심분야는 parametric robust control, low-order modeling & controller, transient response control 등.



목 재 군 (睦 載 均)

1986년2월 아주대학교 기계공학과(공학사) 1988년2월 아주대학교 기계공학과(공학석사) 2000년8월 아주대학교 기계공학과(공학박사) 1990년 이후 고속철도건설공단을 거쳐 현재 철도기술연구원 책임연구원, 관심분야 차량시스템엔지니어링