

슬라이딩 모드 제어기법을 활용한 Electronic Wedge Brake의 강인제어

황윤형^{*1)}·최세범¹⁾

한국과학기술원 자동차기술대학원¹⁾

Adaptive Sliding-Mode Control of Electronic Wedge Brake

Yunhyoung Hwang^{*1)} · Seibum Choi¹⁾

¹⁾ Graduate School of Automobile Technology, Korea Advanced Institute of Science and Technology, 335 Gwahangno, Yuseong-gu, Daejeon 305-701, Korea

Abstract : Siemens VDO, German electronic and mechatronic developer announced an innovative braking device called Electronic Wedge Brake (EWB) several years ago. It uses self-reinforcement effect using wedges, so it became the most energy-effective braking device among brake-by-wire systems which is compatible with existing 12 Volts system. Siemens VDO says that EWB uses only about 10 percent of energy of conventional hydraulic devices. Also, EWB features more fast response characteristic, reducing stopping distance by 15 percent compared to hydraulic ones. But, as EWB uses self-reinforcement effect, it is very sensitive to parametric variance, e.g. friction coefficient variance during braking. Small parametric error is highly amplified through self-reinforcement effect, degrading system response characteristic. So, it is required to develop robust control techniques.

Key words : EWB(Electronic Wedge Brake), EMB(Electronic Mechanical Brake), self-reinforcement(자기강화), brake-by-wire(브레이크 바이 와이어), brake pad friction coefficient (패드 마찰계수)

Nomenclature

K: stiffness, N/m
 μ : friction coefficient

Subscripts

Cal: brake caliper stiffness
Axial: axial stiffness between wedge and spindle

1. 서론

EWB(Electronic Wedge Brake)는 wedge에 의한 자기강화(self-reinforcement) 원리를 이용한 제동장치이다. 자기강화 원리를 사용하므로 적은 에너지로 큰 제동력을 얻을 수 있는 장점이 있으며, 이에 따라 기존의 12V 시스템을 그대로 활용하는 것이 가능하다. EWB 고안자인 SIEMENS VDO는 EWB가 기존의 유압 브레이크 시스템에 비해 약 1/10의 에너지만을 소모한다고 주장하고 있다. 또한 빠른 응답 특성(0.2~0.25s)을 지니고 있어 기존의 유압 브레이크 시스템에 비해 제동거리를 획기적으로 줄일 수 있다. 이에 따라, brake-by-system의 일종으로서 내포하고 있는 장점들에 위

* 황윤형, E-mail: yhh@kaist.ac.kr

와 같은 EWB만의 고유한 장점들이 더해져 EWB는 차세대 제동장치로서 큰 주목을 얻고 있다.

하지만 자기강화 원리를 사용하는 태생적 특성에 따라 마찰계수 변화 등 작은 파라미터의 변화에도 시스템 응답 특성이 민감하게 변화할 수 있는 가능성이 있다. 실제로 PID 와 State-Feedback 제어기만을 사용할 경우, 마찰계수의 변화에 의해 정상상태(steady-state)에서 에러가 발생하거나 시스템 응답이 크게 변화하는 현상을 시뮬레이션을 통해 확인할 수 있었다. 따라서 파라미터의 변화에 강인적으로 대응할 수 있는 제어기법이 필요하다고 판단하였다.

본 연구에서 주요하게 고려한 파라미터는 마찰계수이다. 마찰계수는 제동력을 결정하는 결정적 변수이며, 정확한 제동 제어를 어렵게 만드는 주요원인 중에 하나이다. 특히 EWB 에서 마찰계수는 주변의 커다란 Stiffness와 결합하여 시스템의 안정도를 좌우하는 중요 변수로 작용한다.

이에 본 연구에서는 EWB의 강인적 제어를 위해 적응적 슬라이딩 모드 제어 기법(Adaptive Sliding-mode control)을 활용하였다. 이는 외부 산란이나 모델링 부정확도 등에 강인적인 슬라이딩 모드 제어의 특성을 이용함과 동시에 실시간으로 변화하는 파라미터 등의 변화에 적응적으로 대응하기 위함이다. 더불어 힘을 측정하지 않고 모터의 회전각도 및 회전속도만을 측정하여 EWB 시스템을 제어할 수 있는 가능성을 제시한다.

2. 시스템 모델링

아래는 EWB 시스템의 단순화된 모델이다.

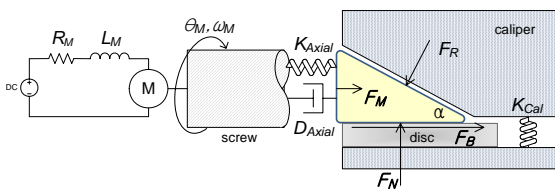


Fig. 1 EWB 시스템의 단순화된 모델

모터가 회전하여 스크류를 앞으로 전진시키면 웨지에 수평방향의 힘 F_M 이 작용하여 웨지를 움직인다.

웨지가 이동함에 따라 캘리퍼 사이의 Stiffness 를 통해 제어의 대상인 수직방향의 힘 (clamping force) F_N 이 발생한다. F_N 은 다시 마찰계수와 결합하여 마찰력(μF_N)의 형태로 웨지에 작용하는데, 이에 따라 디스크를 누르는 수직방향의 힘 F_N 이 더욱 강해진다. 즉 자기강화 현상이 발생하여 제동력을 증폭시키게 된다.

2.1 수식적 모델링

J. Fox ⁶⁾ 논문을 참고하면, Fig. 1의 모델을 기반으로 한 시스템은 다음과 같이 수식화할 수 있다.

2.1.1 제동부

다음은 웨지에 작용하는 수평방향 및 수직방향의 힘을 정리한 것이다.

$$\begin{aligned} F_M + \mu F_N - \sin\alpha F_R &= m_w v_w \\ F_N - \cos\alpha F_R &= 0 \end{aligned}$$

위의 두 수식을 정리하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{v}_w = \frac{1}{m_w} (F_M + (\mu - \tan\alpha) F_N)$$

2.1.2 모터 구동부

다음은 모터 및 스크류 등으로 구성된 모터 구동부에 관한 수식들이다.

$$\begin{aligned} \dot{i} &= -\frac{R_M}{L_M} i - \frac{k_M}{L_M} w_M + \frac{1}{L_M} u_M \\ J_A \frac{dw}{dt} &= T_M - T_{SCREW} - T_{DAMP} \end{aligned}$$

마지막으로 제동부와 모터 구동부를 연결하는 힘인 F_M 에 대한 수식은 다음과 같다.

$$F_M = K_{Axial} \left(\theta \frac{L}{2\pi} - x_w \right) + D_{Axial} \left(w \frac{L}{2\pi} - v_w \right)$$

2.2 State-Space 표현

2.1절에서 정의된 수식들을 바탕으로 모델을

State-Space 형식으로 정리한다. EWB는 선형적인 단일입력 시스템으로 다음과 같은 State-Space 형식으로 정의될 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu & x &= (x_w, v_w, \theta_M, w_M, i_M)^T \\ y &= Cx & y &= (F_N, \theta_M, i_M)^T \end{aligned}$$

위와 같이 state vector는 웨지의 수평이동 거리, 이동속도, 모터의 회전각도, 회전속도, 그리고 전류로 구성이 된다. 앞서 정의된 여러 수식들을 바탕으로 다음과 같이 state 방정식들을 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_w &= v_w \\ \dot{v}_w &= \frac{1}{m_w} (F_M + (\mu - \tan \alpha) F_N) \\ \dot{\theta}_M &= w_M \\ \dot{w}_M &= \frac{1}{J_A} (T_M - T_{SCREW} - T_{DAMP}) \\ \dot{i} &= -\frac{R_M}{L_M} i - \frac{k_M}{L_M} w_M + \frac{1}{L_M} u_M \\ T_M &= k_M i_M, \quad T_{DAMP} = d_M w_M \\ 2\pi T_{SCREW} \eta &= L F_M, \quad L : \text{screw lead} \\ F_N &= K_{Cal} \cdot \tan \alpha \cdot x_w \end{aligned} \quad (1)$$

2.3 시스템의 차수에 대한 논의

앞 절에서 정의된 5차 시스템은 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$x_w = y = \sum_{i=1}^5 b_i x_i + b_6 u \quad (2)$$

여기서 $b_i (i=1, 2, \dots, 6)$ 는 State-Space 형식에서의 system matrix 요소들로 결합이 되며 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\begin{aligned} b_1 &= a_{21}^2 + a_{21} a_{22}^2 + a_{21} a_{24} a_{42} + a_{22} a_{24} a_{41} \\ &\quad + a_{23} a_{41} + a_{24} a_{41} a_{44} \\ b_2 &= 2a_{21} a_{22} + a_{24} a_{41} + a_{22}^3 + 2a_{22} a_{24} a_{42} \\ &\quad + a_{23} a_{42} + a_{24} a_{42} a_{44} \end{aligned}$$

$$b_3 = a_{21} a_{23} + a_{22}^2 a_{23} + a_{23} a_{24} a_{42} + a_{22} a_{24} a_{43} + a_{23} a_{43} + a_{24} a_{43} a_{44}$$

$$b_4 = a_{21} a_{24} + a_{22}^2 a_{24} + a_{24}^2 a_{42} + a_{22} a_{23} + a_{24} a_{43} + a_{22} a_{24} a_{44} + a_{23} a_{44} + a_{24} a_{44}^2 + a_{24} a_{45} a_{54}$$

$$b_5 = a_{22} a_{24} a_{45} + a_{23} a_{45} + a_{24} a_{44} a_{45} + a_{24} a_{45} a_{55}$$

$$b_6 = a_{24} a_{45} * (1/L)$$

여기서 a_{ij} 는 system matrix의 요소들 A_{ij} 를 나타낸다.

(2) 식에서 알 수 있듯이 정의된 모델에 대한 시스템의 relative-order는 4 이다. 문제는 이렇게 높은 시스템의 차수가 슬라이딩 모드 제어에 있어 커다란 방해요소로 작용한다는 점이다. EWB의 특성상 마찰계수는 큰 값의 캘리퍼 stiffness와 결합이 되므로, 작은 마찰계수 에러는 stiffness에 의해 크게 증폭이 되며 이는 또 다시 높은 시스템의 차수에 의해 더욱 더 크게 증폭이 된다. 이에 따라 Gain값으로는 모델링 에러를 커버하기가 어려워 시스템이 불안정해질 것을 예상할 수 있다. 실제로 다음과 같이 슬라이딩 모드 제어를 설계해서 테스트해 본 결과,

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^3 (y - y_d)$$

$$\dot{s} = -k \operatorname{sgn}(s)$$

$$b_6 \cdot u = -3\lambda \overset{(3)}{y} - 3\lambda^2 \ddot{y} - \lambda^3 \overset{(3)}{\dot{y}} - k \operatorname{sgn}(s) - \sum_{i=1}^5 b_i x_i$$

설계한 마찰계수에 대해서는 좋은 결과를 얻을 수 있었지만, 마찰계수를 변화시킬 경우 모델링 에러가 증폭하여 시스템이 발산하는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 슬라이딩 모드 제어를 하기 이전에 시스템 모델을 더 단순화할 필요성이 있다.

2.4 단순화된 모델 (half-model)

모델의 단순화를 위해 우선적으로 고려된 사항은 웨지(wedge)의 dynamics이다. 웨지의 질량이 결합된 stiffness에 비해 매우 작아 웨지부의 bandwidth는 모터 구동부에 비해 매우 크다. 이를 근거로 웨지의 질량 및 dynamics 를 무시하였으며, 이

에 시스템의 차수를 3차로 낮출 수 있다.

- 웨지(wedge)의 dynamics 무시
- 모터의 인덕턴스(inductance) 무시
- Axial Damping 무시(D_{Axial})

이에 추가로 모터의 인덕턴스를 무시하여 시스템의 차수를 추가로 1차 낮출 수 있으며, Axial Damping을 무시하여 모델을 더욱 단순화할 수 있다. 다음은 이상의 사항들을 적용하여 시스템을 더욱 단순화한 모델이다.

$$F_M + \mu F_N - \sin \alpha F_R = 0$$

$$F_N - \cos \alpha F_R = 0$$

$$F_M = K_{Axial} \left(\theta_M \frac{L}{2\pi} - x_w \right)$$

$$-R_M i - k_M w + u_M = 0$$

$$J_A \dot{w} = T_M - T_{SCREW} - T_{DAMP}$$

위의 수식들을 정리하면 다음과 같이 모터의 회전각도 θ_M 와 웨지의 이동거리 x_w 에 대한 선형적인 수식을 얻을 수 있다.

$$F_M = (\tan \alpha - \mu) F_N = K_{Drive} x_w, \quad K_{Drive} = (\tan \alpha - \mu) \tan \alpha K_{Cal} \quad (3)$$

$$\rightarrow x_w = \frac{K_{Axial}}{K_{Drive} + K_{Axial}} \left(\frac{L}{2\pi} \right) \theta_M \quad (4)$$

2.5 단순화된 모델의 State-Space 표현

앞 절에서 정리된 더욱 단순화된 모델을 바탕으로 State-Space 형식으로 정리하면 다음과 같다. 단순화된 모델에서 state는 θ_M 와 w_M 단 두 개로 표현이 된다.

$$\dot{\theta}_M = w_M \quad (5)$$

$$\dot{w}_M = -\frac{I}{J_A} \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{\eta} \frac{K_{Drive} K_{Axial}}{K_{Drive} + K_{Axial}} \theta - \left(\frac{k_M^2}{J_A R_M} + \frac{d_M}{J_A} \right) w + \frac{k_M}{J_A R_M} u \quad (6)$$

한 가지 짚고 넘어갈 사실은, 앞 절의 (4)식에서와 같이 모터의 회전각도와 웨지의 이동거리가 선형적인 관계를 가짐에 따라 두 개의 정의된 state, 즉 θ_M 와 w_M 만을 측정하여 시스템을 제어할 수 있게 되었다는 점이다.

앞의 수식들을 State-Space 형식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad x = (\theta_M, w_M)^T$$

$$y = Cx \quad y = (F_N, \theta_M, i_M)^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\ell \frac{K_{Drive} K_{Axial}}{K_{Drive} + K_{Axial}} & -\left(\frac{k_M^2}{J_A R_M} + \frac{d_M}{J_A} \right) \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k_M}{J_A R_M} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} \tan \alpha K_{Cal} \left(\frac{L}{2\pi} \right) \frac{K_{Axial}}{K_{Drive} + K_{Axial}} & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & -\frac{k_M}{R_M} \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ \frac{1}{R_M} \end{bmatrix}, \quad \ell = \frac{I}{J_A} \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{\eta}$$

위의 식에서 마찰계수를 포함하는 요소는 A_{21} , C_{11} 이다. 앞 절의 (3)식과 A_{21} 요소를 보면 알 수 있듯이 작은 마찰계수의 변화는 주변의 stiffness들에 의해 크게 증폭이 되는 것을 확인할 수 있다.

이하, 본래의 모델은 full-model, 단순화된 모델은 half-model 이라 부르기로 한다.

3. 슬라이딩 모드 제어기 설계

컨트롤러는 앞 장에서 정의된 half-model을 바탕으로 제작이 되었다. 이후 다시 설명하겠지만, 시뮬레이션 테스트 시 플랜트는 full-model, 컨트롤러는 half-model 을 바탕으로 구성이 된다.

3.1 슬라이딩 모드 제어기 설계

우선 앞 장의 (5), (6) 식을 단순화하여 다음과 같이 표현하기로 한다.

$$\dot{\theta}_M = w_M$$

$$\dot{w}_M = -b\theta - aw + cu$$

$$a = \frac{k_M^2}{J_A R_M} + \frac{d_M}{J_A}$$

$$b = \frac{1}{J_A} \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{\eta} \frac{K_{Drive} K_{Axial}}{K_{Drive} + K_{Axial}}$$

$$c = \frac{k_M}{J_A R_M}$$

위의 수식에서 에러를 포함하는, 즉 마찰계수가 포함되는 파라미터는 b 이다. 따라서 이후 파라미터 b 에 대한 적응적 제어기가 설계될 것이다.

슬라이딩 변수를 다음과 같이 정의한다.

$$e = \theta - \theta_d$$

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) e = \dot{e} + \lambda e$$

$$= \dot{\theta} + \lambda(\theta - \theta_d) = w + \lambda(\theta - \theta_d)$$

여기서 제어의 대상은 모터의 회전각도이다. (4)식에서와 같이 모터의 회전각도는 웨지의 이동 거리와 선형적인 관계를 가지므로 회전각도의 제어를 통해 원하는 clamping 힘을 얻을 수 있다.

그리고 슬라이딩 조건을 만족시키기 위해 다음과 같이 슬라이딩 변수에 대한 구속조건을 정의한다.

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \ddot{\theta} + \lambda \dot{\theta} = -b\theta + (\lambda - a)w + cu \\ &= -ksat(s/\Phi) \end{aligned}$$

제어 상황에서 발생할 수 있는 chattering 효과를 없애기 위해 saturation 함수를 사용하였다.

마지막으로 위의 수식들을 바탕으로 다음과 같이 제어기를 설계한다.

$$u = \frac{1}{c}(a - \lambda)w + \frac{\hat{b}}{c}\theta - \frac{k}{c}sat\left(\frac{s}{\Phi}\right) \quad (8)$$

(8)식에서 알 수 있듯이 제어를 위해 사용하는

신호는 모터의 회전각도와 회전속도이다.

3.2 적응 제어기 설계

앞 절에서 설계한 슬라이딩 모드 제어기를 바탕으로 Lyapunov stability 이론을 적용하여 적응적 제어기를 설계한다.

3.2.1 파라미터 적응

우선 다음과 같이 V 함수를 정의한다.

$$V = s \cdot sat(s/\Phi) + \frac{1}{2\varepsilon} \tilde{b}^2 > 0$$

이를 미분하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \dot{s} \cdot sat(s/\Phi) - \frac{1}{\varepsilon} \tilde{b} \dot{\tilde{b}} \\ &= (-\tilde{b}\theta - ksat(s/\Phi)) \cdot sat(s/\Phi) - \frac{1}{\varepsilon} \tilde{b} \dot{\tilde{b}} \\ &= -k' - \tilde{b}(\theta \cdot sat(s/\Phi) + \frac{1}{\varepsilon} \dot{\tilde{b}}), \quad k' > 0 \end{aligned}$$

$\dot{V} \leq 0$ 을 만족시키기 위해 다음과 같이 적응 기법을 적용한다.

$$\dot{\tilde{b}} = -\varepsilon \cdot sat(s/\Phi) \cdot \theta \quad (9)$$

3.2.2 마찰계수 추정

(9)에서 구한 파라미터 적응 식을 바탕으로 마찰계수를 추정한다. 먼저 b 파라미터를 다음과 같이 정리한다.

$$\hat{b} = \ell \cdot \frac{\hat{K}_{Drive} K_{Axial}}{\hat{K}_{Drive} + K_{Axial}} = \ell \cdot f(\hat{K}_{Drive}) \quad (10)$$

여기서 비선형 함수인 f 를 선형화하기 위해 다음과 같이 1차 Taylor 시리즈로 전개한다.

$$\begin{aligned} \hat{b} &= \ell \cdot \left\{ f(\hat{K}_d(\mu_0)) + f'(\hat{K}_d(\mu_0)) \cdot (\hat{K}_d - \hat{K}_d(\mu_0)) \right\} \\ &, \quad \hat{K}_d = \hat{K}_{Drive}, K_a = K_{Axial} \end{aligned} \quad (11)$$

(10) 식에서 분자가 분모에 비해 약 10^5 배 정도로 크므로 1차 식으로 근사화여도 무방할 것이다.

마지막으로 다시 이를 미분하여 (3)식과 함께 정리하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\dot{\hat{b}} = \ell \cdot f'(\hat{K}_d(\mu_0)) \cdot \dot{\hat{K}}_d(\hat{\mu})$$

$$\dot{\hat{\mu}} = -\frac{\hat{K}_d(\hat{\mu})}{K_{Cal} \cdot \tan \alpha} = -\frac{1}{K_{Cal} \cdot \tan \alpha} \cdot \frac{\hat{b}}{\ell \cdot \dot{f}(\hat{K}_d(\mu_0))}$$

4. 시뮬레이션

4.1 시스템 구성

시뮬레이션을 위한 시스템은 다음과 같이 구성하였다.

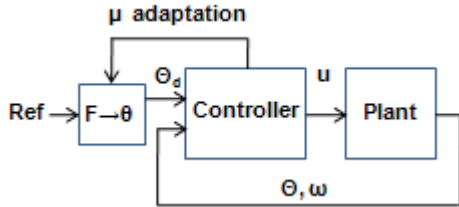


Fig. 2 시뮬레이션 시스템 구성

여기서 플랜트는 full-model을 기반으로 하며, 컨트롤러는 앞 장에서와 같이 half-model을 기반으로 제작이 되었다.

원하는 clamping 힘은 모터의 회전각도로 변환되어 컨트롤러에 입력된다. 그리고 컨트롤러는 슬라이딩 모드 제어를 함과 동시에 실시간으로 마찰계수를 갱신한다. 힘을 모터 회전각도로 변환하는 계산과정에 마찰계수가 포함되므로 갱신된 마찰계수는 변환과정에 적용이 된다.

4.2 시뮬레이션 결과

4.2.1 Clamping Force

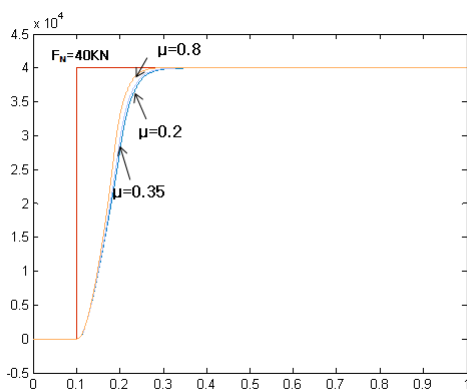


Fig. 3 시뮬레이션 결과 (clamping force)

컨트롤러는 마찰계수 $\mu=0.35$ 에 대해 설계하였으며, 플랜트의 마찰계수를 0.2에서 0.8까지 변화시켜 가며 시스템의 응답 성능을 테스트하였다.

테스트 결과는 Fig. 3과 같다. 그림과 같이 플랜트의 마찰계수가 변하더라도 시스템이 강인적으로 대응하는 것을 확인할 수 있다.

또한, 위의 테스트 결과를 바탕으로 컨트롤러 제작에 사용한 half-model이 효과적으로 작동하고 있음이 입증되었다고 할 수 있다.

4.2.2 마찰계수 추정

아래의 그림은 시뮬레이션 과정에서 마찰계수를 추정된 결과이다. 마찰계수의 초기값과 (11)식에서의 μ_0 값은 모두 0.35으로 지정하였다.

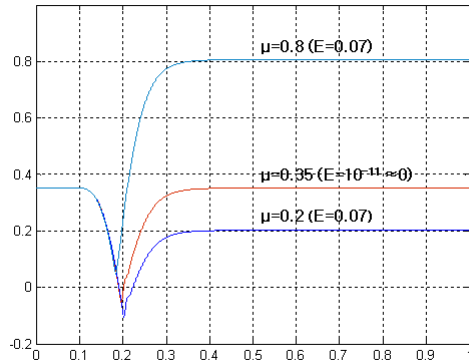


Fig. 4 시뮬레이션 결과 (마찰계수 추정, E: 추정에러)

그림에서 보듯이 각각의 마찰계수에 대해서 상당히 근접하게 추정을 하는 것을 확인할 수 있다. 특히 플랜트의 마찰계수가 μ_0 값인 0.35에 근접할 경우 추정 값이 실제 값과 거의 오차가 없는 것을 확인할 수 있었다.

다만, 그림에서 보듯이 응답 초기 모든 경우에서 마찰계수가 아래로 떨어지는 현상을 보이는데, 이는 응답 초기 에러 $\theta - \theta_d$ 가 크기 때문으로 판단된다.

5. 결론

본 논문에서는 EWB 시스템의 마찰계수 변화에 대한 강인적인 제어 기법에 대해서 시뮬레이션 결과

를 바탕으로 논의해 보았다. 시스템 변화에 강인적인 슬라이딩 모드 제어 기법을 활용해 시스템을 제어하였으며, 동시에 적응 기법을 활용하여 실시간으로 마찰계수를 추정해 보았다. 시뮬레이션 결과를 바탕으로 다음과 같은 결론을 내린다.

- 1) 마찰계수의 변화에 대해 시스템의 응답 특성이 크게 변하지 않고 안정적인 모습을 보였다.
- 2) 1)의 결과를 바탕으로 컨트롤러 제작을 위해 설계된 half-model의 유효성을 입증할 수 있었다.
- 3) 실시간으로 정확하게 마찰계수를 추정하는 것을 확인할 수 있었다. 특히 설계된 마찰계수에 대해서는 실제 값과 거의 오차가 없는 것으로 확인이 되었다.
- 4) 다만, 마찰계수 추정과정에서 negative한 스파이크가 발생하는데 이는 추후 고려될 부분이다.
- 5) 본 연구에서 설계된 제어 시스템에서는 모터의 회전각도와 회전속도만을 측정해 시스템을 제어하였다. 따라서 기존에 clamping 힘을 측정하여 제어하는 경우와 비교해 비용을 절감할 수 있을 것으로 판단된다. 다만, 실제 시스템에서는 이론과는 다른 시스템의 성질이나 각종 비선형성 때문에 시뮬레이션의 결과와 같이 모터의 회전각도만으로는 정확하게 제어하기 어려울 것으로 판단된다. 이는 추후 실제 실험결과를 바탕으로 다시 논의되어야 할 부분이다.

References

- 1) Hartmann, Schautt, Pascucci, & Gombert. "eBrake®- the mechatronic wedge brake". SAE Paper 2002-01-2582
- 2) Roberts, Schautt, Hartmann, & Gombert. "Modeling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake". SAE Paper 2003-01-3331
- 3) Roberts, Gombert, Hartmann, Lange, & Schautt. "Testing the Mechatronic Wedge Brake". SAE Paper 2004-01-2766
- 4) Lok Man Ho, Richard Roberts, Henry Hartmann,

Bernd Gombert. "The Electronic Wedge Brake - EWB". SAE Paper 2006-01-3196

- 6) J. Fox, R. Roberts, C. Baier-Welt, L. M. Ho, L. Lacraru and B. Gombert, "Modeling and Control of a Single Motor Electronic Wedge Brake". SAE Paper 2007-01-0866
- 7) J.-J. E.SLOTINE and J. A. COETSEE, "Adaptive sliding controller synthesis for non-linear systems". INT. J. CONTROL, 1986, vol. 43, NO. 6, 1631-1651