

論文 2001-38SC-11-5

유압식 인버터 엘리베이터의 속도제어를 위한 하이브리드 슬라이딩모드제어기

(Hybrid Sliding-Mode Controller for the Speed Control of a Hydraulic Inverter-Fed Elevator)

韓 權 相 * , 朴 在 三 ** , 安 鉉 植 * , 金 道 鉉 *

(Gueon-Sang Han, Jae-Sam Park, Hyun-Sik Ahn, and Do-Hyun Kim)

요 약

인버터를 적용한 유압식 엘리베이터 시스템은, 펌프와 실린더 패킹 및 탑승카의 마찰특성으로 인하여 PID 제어기로는 제어가 되지 않는 데드존이 발생하게 된다. 본 논문에서는 이러한 문제를 해결하기 위하여 슬라이딩모드제어기와 PID 제어기를 혼용하여, 출력혼합기의 출력을 절환시키는 구조를 가진 새로운 하이브리드제어기를 제시하여 제어성능을 향상시킨다. 먼저, 인버터를 적용한 유압식 엘리베이터의 속도제어를 위한 슬라이딩모드제어기 설계방법을 제시하고, 이어서 하이브리드 제어기의 설계방법을 제시한다. 제안된 하이브리드 슬라이딩모드제어기가 극저속 속도영역에서 뿐만 아니라 정상상태를 포함한 전 운전 영역에서 제어 성능이 개선됨을 시뮬레이션 결과를 통하여 보인다.

Abstract

Due to the friction characteristics of pump, cylinder packing and passenger car, in the elevator actuated with hydraulic inverter-fed systems, there exist dead zones, which cannot be controlled by a PID controller. To overcome the drawbacks, in this paper, we propose a new hybrid control scheme, which switches the modes between a sliding mode controller and a PID controller. The proposed hybrid control scheme achieves an improved control performance by using both controllers. We first propose a design method of sliding mode controller for a hydraulic elevator system controlled by inverters, then followed by a design method of a hybrid sliding mode control scheme is proposed. The effectiveness of the proposed control scheme are shown by simulation results, which the proposed hybrid control method yields better control performance than the PID controlled scheme, not only in the zero-crossing speed region but also in the overall control region including steady-state region.

I. 서 론

* 正會員, 國民大學校 電子工學科
(Dept. of Electronics Engineering, Kookmin University)

** 正會員, 市立仁川專門大學 電子科
(Dept. of Electronics Engineering, Incheon City College)

接受日字:2001年3月12日, 수정완료일:2001年10月11日

유압식 엘리베이터는 유압잭에 의해 탑승카를 직접 또는 간접적으로 지지하고, 잭으로 공급 및 배출되는 오일의 양을 조정하여 탑승카를 상하로 이동시키는 장치이다. 유압식 엘리베이터는 로프식 엘리베이터에 비하여 기계실을 건물 상부에 위치시키지 않고 자유롭게

배치할 수 있으며, 탑승객 중량을 유압력을 통해서 모두 승강로 바닥에서 지지하기 때문에 건물에 대한 부담을 적게 할 수 있는 등 여러 장점이 있다^[1]. 그러나 유압식 엘리베이터는 모터를 회전시킬 때 전원을 직접 투입하여 기동시키므로 소비 전력이 로프식보다 훨씬 크고, 갑작스러운 모터의 기동, 정지로 인한 쇼크를 탑승객들이 그대로 느끼게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 인버터를 적용하고, 유압모터를 벡터제어하여 전동기를 연속적으로 가변속시켜 운전함으로써, 유압펌프의 회전수 제어로 유량을 제어하는 유압식 인버터 엘리베이터가 최근에 개발되기 시작하였다^[2]. 유압식 인버터 엘리베이터는 일반 유압식 엘리베이터보다 소비 전력이 작고 부드러운 승차감을 얻을 수 있으나 전동기, 유압펌프, 유압실린더, 로프, 카 구조물을 포함한 유압시스템의 기계적인 공진과 온도 및 부하에 따라 변동하는 비선형성을 갖는 복잡한 시스템으로 특히, 극저속 속도영역에서 펌프의 마찰력과 실린더의 패킹 마찰력으로 인한 모터의 속도가 제어되지 않아 급작스러운 쇼크가 발생하는 단점이 있다^{[3][4]}.

일반적으로 이러한 비선형 쿨롱마찰특성을 제어하기 위해 Bang Bang 제어기법, 또는 관측기 등을 이용한 제어기법이 소개되었으나 실 시스템에 적용하는 경우 Bang Bang 제어기법은 정확한 파라미터 선정 및 마찰 모델의 변동문제가, 관측기를 사용한 방법은 관측기의 응답대역의 제한에 의한 마찰추정오차가 문제점으로 대두되었다^[5]. 이러한 문제점들을 해결하기 위한 한 방법으로 퍼지제어기를 이용한 마찰 보상 기법이 제시되었다^[6]. 그러나 퍼지제어기는 제어 출력이 퍼지룰에 의존하기 때문에 영역을 세분화하여 제어하려면 많은 퍼지 제어 규칙을 필요로 하여 연산량이 많아져 제어기 구현에 처리속도가 빠른 CPU를 요구하게 된다^[7].

본 논문에서는 먼저, CPU의 연산량이 많지 않아 제어기 구현이 용이하면서도 강인한 비선형 제어기인 슬라이딩모드제어기를 적용하여 유압식 인버터 엘리베이터의 카속도제어기를 제시한다. 슬라이딩모드제어는 불연속적인 제어입력을 이용하여 시스템의 구조를 의도적으로 가변시켜 슬라이딩모드가 수렴되게 함으로써 강인한 제어특성을 얻는 제어방법으로서 가변구조제어의 한 분야이다^[8]. 그러나, 슬라이딩모드 제어방법은, 불확실성이 포함된 비선형시스템에 대한 강인한 제어기설계의 한 방법으로서 모델의 불확실성에 대한 강인성은 있지만, 스위칭평면에서의 불연속성으로 인하여

제어신호에 채터링(chattering)현상이 발생되어 적용에 한계가 있었다. 1980년대 중반, Slotine은 스위칭평면에 경계층(boundary layer)개념을 도입하여 채터링을 없애는 방법을 보였다^[9]. 최근에는 적응제어, 최적제어 등과 결합한 형태의 제어이론들이 제시되었다. 슬라이딩모드 제어기는 입출력 관계가 비선형이고 큰 오차에 대해 처리 능력이 뛰어나기 때문에 비선형특성을 나타내는 시스템에 적합하나 오차가 작을 때는 경계층개념의 도입이나 채터링문제 등으로 인하여 PID 제어기가 더 나은 성능을 나타내는 경우가 많다.

또한, 유압식 인버터 엘리베이터 제어를 위하여 시스템의 비선형 특성을 갖는 영역에서는 비선형제어기인 적응슬라이딩모드제어기를 적용하고, 시스템의 선형특성을 갖는 영역에서는 선형제어기인 PID제어기를 적용하여 시스템의 전체 운전영역에서 향상된 제어성능을 갖는 새로운 하이브리드 슬라이딩모드제어기를 제시한다. 이러한 하이브리드 슬라이딩모드제어기는 비선형시스템인 유압식 인버터 엘리베이터에 적용하였을 때, 제어출력인 모터에 인가되는 토크성분의 채터링을 없애고, 시스템 불확실성에 대하여 강인하며, 유압식 엘리베이터에서 비선형 특성이 나타나는 극저속에서의 쿨롱마찰특성으로 인한 모터가 제어되지 않는 현상을 더욱 개선시킬 수 있다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서 인버터제어 유압식 엘리베이터의 모델링을 구한다. 3장에서 유압식 엘리베이터제어를 위한 슬라이딩모드제어기를 설계하며, 이를 바탕으로 하이브리드제어기의 출력혼합기의 출력을 변화시킬 수 있는 하이브리드 슬라이딩모드제어기를 제시한다. 3장에서 제시된 하이브리드 슬라이딩모드제어기가 인버터로 구동되는 유압식 엘리베이터에서 실린더의 마찰특성으로 인하여 극저속 속도영역에서 속도가 제어되지 않는 문제를 개선하고, 극저속 속도영역에서 뿐 아니라 정상상태를 포함한 전 운전영역에서 개선된 제어성능을 나타냄을 시뮬레이션으로 검증하며 5장에서 결론을 맺는다.

II. 인버터 제어 유압식 엘리베이터 시스템의 모델링

유압식 엘리베이터는 크게 모터와 제어반을 포함하는 전기 시스템, 유압펌프와 유압실린더를 포함하는 유압 시스템, 그리고 카와 로프 등을 포함하는 기계 시스템

템으로 나누어 생각할 수 있다. 유압 모터의 회전에 의해 유압 펌프로부터 토출된 유량은 체크밸브를 거쳐서 유압잭으로 유입되어 유압잭을 상승시켜 카를 이동시킨다. 또한 유압 모터의 역회전에 의해서 유압잭으로부터 체크밸브를 거쳐 탱크로 배출되는 유량을 조절하여 카를 하강시킨다. 그림 1은 유압식 인버터 엘리베이터의 구성이다.

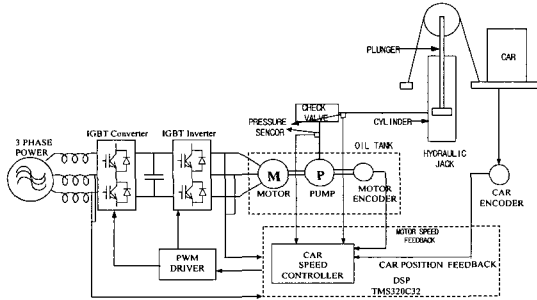
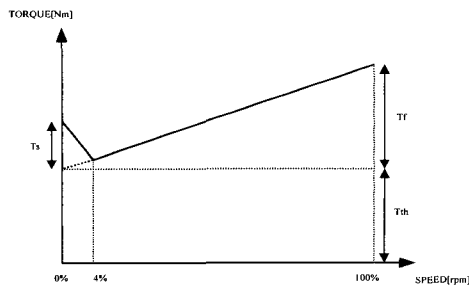
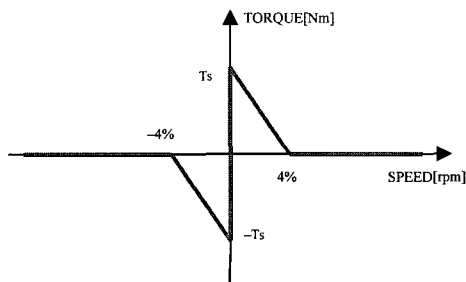


그림 1. 유압식 인버터 엘리베이터의 구성
Fig. 1. Configuration of a hydraulic elevator controlled by inverter.

다음의 그림 2는 유압식 엘리베이터의 마찰특성을 나타낸다.



(a) 유압펌프의 부하특성



(b) 유압식 엘리베이터의 마찰특성

그림 2. 유압식 엘리베이터의 마찰특성
Fig. 2. Friction characteristic of a hydraulic elevator.

유압펌프가 저속으로 회전 시에는 그림 2 (a)와 같이 펌프의 회전 속도에 비례하는 토크 이외의 펌프의 저속 운전시에 나타나는 스틱션 마찰이 존재한다^{[11],[12],[13]}. 이 스틱션 마찰은 참고문헌^[11]에 의하면 펌프정격속도의 $\pm 4\%$ 까지 나타난다고 적고 있다. 그리고 실린더와 플렌저 사이의 틈에는 기름의 누유를 방지하기 위하여 고무패킹을 설치하는데, 이 고무패킹으로 인한 마찰력이 존재하게 되며, 또한 승강로의 마찰이 존재한다^[13]. 상기와 같은 유압식 엘리베이터의 비선형 마찰특성은 일반적인 기계시스템보다 매우 크게 되며 이로 인하여 모터의 극저속(zero-crossing speed)영역에서 모터의 속도가 제어되지 않고 정지되어 있고 큰 토크가 인가 되어야만 급작스럽게 기동하는 데드존(dead zone)이 존재하게 된다. 때문에 그림 3 (b)와 같이 비선형 마찰토크를 모델링하고 펌프정격속도의 영역에서 4%까지를 비선형마찰토크가 적용되는 비선형구간이라 하고 4%에서부터 정격속도까지를 선형구간이라 정의한다.

그림 1과 같은 유압식 인버터 엘리베이터에서 오일 탱크 내 모터의 회전 토크에 의해서 회전하여 오일을 관로를 통해 유압잭으로 토출하는데 이때, 모터토크방정식, 유압펌프의 유량 특성 방정식, 유압잭의 유량관계식, 관로손실방정식은 식 (1)과 같이 각각 표현할 수 있다. 단, 유압펌프의 유량 특성 방정식은 비선형 수식이므로 선형화 하였다^{[4],[11]}.

모터토크방정식

$$T_p = J_p \ddot{\theta}_p + V_0 P_1 + C_p \sqrt{v} \dot{\theta}_p + T_s \dot{\theta}_p$$

압펌프의 ~유량 특성 방정식

$$Q \approx V_0 \dot{\theta}_p - \frac{C_1 P_1}{\sqrt{v}}$$

유압잭의 ~유량관계식

$$Q = A_j \dot{x}_j + V_j \dot{P}_j$$

관로손실방정식

$$P_1 = P_j + K_1 \cdot Q \tag{1}$$

단, T_s 는 그림 2에서 정의한 기동시의 비선형 마찰특성을 나타낸다.

그림 3은 유압식 엘리베이터의 기계적 구성을 모델화한 것으로 유압잭은 바다에 고정되고 플리(sheave)가 플렌저 상부에 취부된다. 카(car)를 하나의 강체로 취급하고, 플리의 관성은 적으며, 로프는 질량이 없고 단순히 스프링과 댐퍼(damper)로 구성되어 있고 평형상태

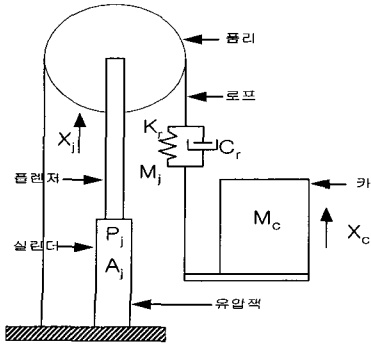


그림 3. 유압식 엘리베이터의 기계적인 모델링
Fig. 3. Mechanical modeling of a hydraulic elevator.

라고 가정하면, 기계 시스템의 운동 방정식은 식 (2)와 같다^{[4],[11]}.

$$\begin{aligned} M_c \ddot{x}_c + C_r(\dot{x}_c - 2\dot{x}_j) + K_r(x_c - 2x_j) &= 0 \\ M_j \ddot{x}_j + 2C_r(2\dot{x}_j - \dot{x}_c) + 2K_r(2x_j - x_c) &= P_j A_j \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 각각 파라미터의 의미는 다음과 같다.

- Q : 유량 [m³/sec]
- V₀ : 유압 펌프의 단위 체적 [m³/rad]
- θ_p : 유압 펌프의 회전 각속도 [rad/sec]
- P_i : 유압 펌프의 토출압력 [N/m²]
- ν : 오일 점도 [cSt]
- T_p : 유압 펌프의 구동 토크 [N · m]
- J_p : 펌프 전동기의 회전관성모멘트 [kg · m²]
- C_i : 유압 펌프의 누유 계수
- C_p : 점성 마찰 토크 계수
- V_j : 실린더 단위체적
- K_r : 로프의 등가 스프링 상수 [N/m]
- C_r : 로프의 등가 댐핑 상수 [N · sec/m]
- M_c : 카 및 부하의 중량 [kg]
- x_c : 카의 변위 [m]
- x_j : 플렌저의 변위 [m]
- P_j : 유압액의 압력 [N/m²]
- A_j : 실린더의 단면적 [m²]
- M_j : 플렌저 및 풀리의 중량 [kg]
- K₁ : 압력손실 계수

상기 식 (1)의 관로손실 방정식에서 관로손실은 작기

때문에 무시하고 펌프측 압력이 손실없이 유압액에 전달된다고 가정하면, P₁ = P_j 으로 볼 수 있으므로 식 (1)의 모터토크방정식에 P₁ = P_j를 대입하여 정리하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$P_j = \frac{1}{V_0}(T_p - T_s) - \frac{J_p}{V_0} \ddot{\theta}_p - \frac{C_p \sqrt{\nu}}{V_0} \dot{\theta}_p \quad (3)$$

이 식을 식 (2)에 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} M_c \ddot{x}_c + C_r(\dot{x}_c - 2\dot{x}_j) + K_r(x_c - 2x_j) &= 0 \\ M_j \ddot{x}_j + 2C_r(2\dot{x}_j - \dot{x}_c) + 2K_r(2x_j - x_c) &+ \left(-\frac{J_p}{V_0} \ddot{\theta}_p + \frac{C_p \sqrt{\nu}}{V_0} \dot{\theta}_p\right) A_j \\ &= \frac{1}{V_0}(T_p - T_s) A_j \end{aligned} \quad (4)$$

III. 카속도제어를 위한 하이브리드 슬라이딩모드제어기 설계

1. PID 제어기 설계

PID제어기는 적분능력을 갖고 있어 정상상태 오차를 감소시키며, 설계하기 용이하고 제어 성능이 비교적 양호한 것으로 평가받고 있다. 그러나 일반적으로 입출력 관계가 비선형이고 작동오차의 변화가 큰 비선형시스템에 적용할 경우에 제어 성능을 보장할 수 없다. PID 제어기를 엘리베이터의 카속도제어기에 적용하기 위하여, 식 (4)을 라플라스 변환한 후, 전동기 발생 토크 T_p(s) 와 카 속도 s · X_c(s)로 정리하면 유압식 엘리베이터의 속도제어 시스템의 전달함수는 다음 식 (5)와 같다^[10]. 여기서 비선형 마찰특성은 고려하지 않았다.

$$\frac{s \cdot X_c(s)}{T_p(s)} = \frac{2A_j \cdot V_0 \cdot (C_r \cdot s + K_r)}{\Delta_c(s)} \quad (5)$$

단, Δ_c(s)는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta_c(s) &= [J_p \cdot s^2 + C_p \cdot \sqrt{\nu}] \\ &\cdot \left[\left(A_j^2 + \frac{C_1}{\sqrt{\nu}} \cdot K_1 \cdot A_j^2 \right) \cdot B_r(s) + \right. \\ &\left. \left\{ V_j \cdot s + \frac{C_1}{\sqrt{\nu}} \cdot (K_1 \cdot V_j \cdot s + 1) \right\} \cdot s \cdot B_r(s) \right] \\ &+ V_0^2 \cdot [K_1 \cdot A_j^2 \cdot B_r(s) + (K_1 \cdot V_j \cdot s + 1) \cdot s \cdot B_r(s)] \end{aligned}$$

여기서, B_r(s)는 유압 플렌저가 고정되어 있을 때 카와

로프 계의 특성방정식이고, $B(s)$ 는 실린더 내에 오일이 없고 유압 플랜지가 자유로울 때의 특성식이다. PID 게인 설계방법은 시스템의 모델링을 모르는 경우는 Ziegler-Nichols규칙을 적용하여 구하나 본 논문에서는 수학적 모델링을 알고 있으므로 주파수응답설계방법을 적용한다. PID 카속도제어기의 게인은 식 (5)에 PID 카속도제어기를 부가한 후 개루프 전달함수를 구하고 보드 선도로 주파수 특성을 파악하여 엘리베이터의 성능요소인 승차감을 좋게 하기 위하여 대역폭을 작게 하여야 하므로 차단주파수 10rad/sec에서 20dB의 게인 마진과 105°의 위상 마진을 갖도록 설계한다. 이는 PID제어기의 입력은 카속도 오차이고, 출력은 모터에 인가되는 토크전류이다. PID 카속도제어기를 적용한 유압식 인버터 엘리베이터 시스템에서 모터속도를 살펴보면, 비선형 마찰특성이 나타나는 극저속 속도영역에서 제어가 되지 않게 되며 멈추었다가 갑작스럽게 기동하는 것을 볼 수 있는데, 이러한 문제점은 카가 기동할 때뿐 아니라 착상하고자 하는 층에 도달하여 정지할 때도 나타나게 되고, 승차감에 악 영향을 줄뿐만 아니라 카의 위치제어도 어렵게 만드는 문제점이 나타난다. 다음 그림 4는 PID 카속도제어기의 블록도를 나타내었다.

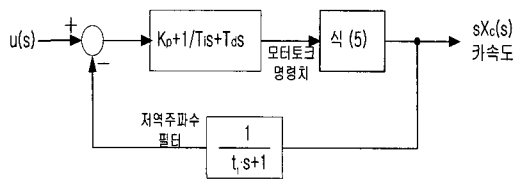


그림 4. PID 카속도제어기의 블록도
Fig. 4. Block diagram of PID car speed controller.

2. 슬라이딩모드제어기 설계

PID제어기는 비선형시스템인 유압식 인버터 엘리베이터의 극저속 속도영역에서 제어되지 않으므로^[11] 이 절에서는, 유압시스템의 비선형특성을 효과적으로 제어하기 위한 슬라이딩모드제어기를 제시한다.

유압식 엘리베이터의 모델식 (4)는 다음과 같은 일반식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{x}(t) = f(x(t), t) + \Delta f(x(t), \sigma(t), t) + B(x(t), t)u(t) \quad (6)$$

여기서, $\sigma(t)$ 는 불확실 변수고, $f(\cdot)$ 는 시스템 벡터이며, $\Delta f(\cdot)$ 는 불확실 변수를 포함하는 벡터이고,

$B(\cdot)$ 는 알려진 입력 행렬이다. 본 논문에서는 유압식 엘리베이터 식 (4)를 식 (6)과 같이 기지시스템과 불확실한 시스템으로 구성하고, 식 (4)로 표현되는 모델식에서 카의 변위명령을 x_c^d 라 할 때, 피드백된 카의 변위 x_c 를 이용하여, 카의 변위명령 추종을 위하여 요구되는 유압펌프의 구동토크 T_p 를 산출하는 슬라이딩모드제어기를 설계한다.

그림 2에서 보는 바와 같이, 카의 변위명령 x_c^d 를 추종하도록 하는 유압펌프의 구동토크 T_p 는 시스템의 제어입력으로 생각할 수 있다. 구동토크 T_p 와 카의 변위 x_c 와의 관계는 식 (4)과 같고, 식 (4)에서 $u_1 = T_p$ 로 정의하고 불확실 변수를 포함하면 식 (6)의 형태로 정리될 수 있으며, 책의 변위 x 는 카 변위 x_c 와는 1:2의 비례관계이고 펌프의 회전각 θ_p 는 기계시스템보다 응답속도가 빠르므로 식 (4)는 다음 식 (7) 또는 식 (8)과 같다.

$$\begin{aligned} & (M_c + \Delta M_c) \ddot{x}_c + \frac{1}{2} M_j \ddot{x}_j + f_1(\dot{x}_j) \\ & + \left(-\frac{J_p}{2V_0} \ddot{\theta}_p + \frac{C_p \sqrt{v}}{2V_0} \dot{\theta}_p \right) A_j \\ & = \frac{1}{2V_0} A_j (T_p - T_s) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & M_c \ddot{x}_c + \Delta M_c \ddot{x}_c + f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) \\ & + f_3(\theta_p, \dot{\theta}_p) = bu_1 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \Delta M &= \Delta_{mass}, \quad f_1(\dot{x}_j) = \Delta_{stic} + \Delta_{cou} + \Delta_{vis} \dot{x}_j, \\ b &= \frac{1}{2V_0} A_j \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} f_2 &= \frac{1}{2} M_c \ddot{x}_j + f_1(\dot{x}_j) \\ f_3(\theta_p, \dot{\theta}_p) &= \left(-\frac{J_p}{2V_0} \ddot{\theta}_p \right. \\ & \left. + \frac{C_p \sqrt{v}}{2V_0} \dot{\theta}_p + \frac{T_s}{2V_0} \right) A_j \end{aligned} \quad \text{이다.}$$

여기서 f_1 은 책에서의 스틱션(Δ_{stic}), 쿨롱마찰(Δ_{cou}), 점성마찰계수(Δ_{vis})를 포함하는 마찰모델을 나타낸 것이고, $M_c \ddot{x}_c$ 은 플랜지의 변위에 따른 변화값이며, ΔM_c 는 부하의 변동폭을 나타낸 것이다.

제어 입력을 $u_1 = u_{nom} + u_{rob}$ 로 정의한다. u_{nom} 은 기지 시스템을 안정화하는 입력이고, u_{rob} 는 견실한 성

능을 내는 입력으로서 본 논문에서는 슬라이딩모드 기법으로 설계방법을 제시한다. 식 (8)에 대한 지지 시스템은 아래 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_c \ddot{x}_c = bu_{nom} \quad (10)$$

정리 1 : 지지시스템식 (10)에서 x_c 에 대한 명령을 x_c^d 라 하고, $e = x_c^d - x_c$, $\dot{e} = \dot{x}_c^d - \dot{x}_c$ 라 하면, 지지시스템 (10)을 안정화하는 입력은 식 (11)과 같다.

$$u_{nom} = k_1 \dot{e} + k_2 e + M_c b^{-1} \ddot{x}_c^d \quad (11)$$

증명: 식 (11)을 식 (10)의 입력으로 할 때 식 (12)의 오차방정식이 얻어진다.

$$\ddot{e} + M_c^{-1} b k_1 \dot{e} + M_c^{-1} b k_2 e = 0 \quad (12)$$

따라서, $M_c^{-1} b k_1 > 0$, $M_c^{-1} b k_2 > 0$ 가 되도록 k_1 과 k_2 를 선정하면 안정한 시스템으로 만들 수 있으므로 u_{nom} 은 시스템을 안정화하는 입력임을 알 수 있다.

△△△

식 (10)의 시스템에 대하여 식 (8)과 같이 불확실변수를 고려하고 이것을 다시 정리하면 다음 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} M_c \ddot{x}_c &= bu_1 - \Delta M_c \ddot{x}_c - f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) \\ &\quad - f_3(\dot{\theta}_p, \ddot{\theta}_p) \\ &= b(u_{nom} + u_{rob}) - \Delta M_c \ddot{x}_c \\ &\quad - f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) - f_3(\dot{\theta}_p, \ddot{\theta}_p) \end{aligned} \quad (13)$$

식 (13)에 지지시스템을 안정화시키는 명령입력 식 (11)을 적용하면, 식 (14)를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} M_c \ddot{e} + b k_1 \dot{e} + b k_2 e &= -b \cdot u_{rob} \\ &\quad + \Delta M_c \ddot{x}_c + f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) + f_3(\dot{\theta}_p, \ddot{\theta}_p) \end{aligned} \quad (14)$$

보조정리 1 : 식 (8)과 같이 표현되는 불확실한 변수를 포함하는 시스템에서, 불확실한 변수를 포함하는 함수의 상한으로서 알려진 함수 $\rho(\cdot)$ 가 다음과 같이 존재한다.

$$b^{-1}(\Delta M_c \ddot{x}_c + f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) + f_3(\dot{\theta}_p, \ddot{\theta}_p)) \leq \rho(\cdot) \quad (15)$$

증명: 식 (8)로부터 불확실한 변수를 포함하는 함수를 다음과 같이 놓으면,

$$\begin{aligned} \hat{f}_m &= b^{-1} \Delta M_c \ddot{x}_c \\ \hat{f}_1 &= b^{-1} f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) \\ \hat{f}_2 &= b^{-1} f_3(\dot{\theta}_p, \ddot{\theta}_p) \end{aligned} \quad (16)$$

다음 식이 성립한다.

$$\begin{aligned} \hat{f}_m + \hat{f}_1 + \hat{f}_2 &\leq \|\hat{f}_m\| + \|\hat{f}_1\| \\ &\quad + \|\hat{f}_2\| \leq \|\hat{f}_m\|_{\max} + \|\hat{f}_1\|_{\max} + \|\hat{f}_2\|_{\max} \end{aligned} \quad (17)$$

식 (17)에서

$$\rho(\cdot) = \|\hat{f}_m\|_{\max} + \|\hat{f}_1\|_{\max} + \|\hat{f}_2\|_{\max} \quad (18)$$

를 만족하는 $\rho(\cdot)$ 를 선택하면 보조정리 1이 만족됨이 증명된다.

△△△

정리 2 : 식 (8)로 표현되는 불확실 변수를 고려한 시스템에서,

(a) 식 (19)로 표현되는 시스템의 입력명령은 시스템 (8)의 불확실성에 대한 전실성과 안정성을 보장한다.

(b) 이때, 카 변위의 오차는 $|d| = |x_c^d - x_c| \leq \frac{\epsilon}{\lambda}$ 내에 수렴한다.

$$u_1 = u_{nom} + u_{rob} \quad (19)$$

$$u_{rob} = \begin{cases} \frac{s(t)}{\|s(t)\|} \rho(\cdot) & \text{if } \|s(t)\| > \epsilon \\ \frac{s(t)}{\epsilon} \rho(\cdot) & \text{if } \|s(t)\| \leq \epsilon \end{cases}$$

여기서, u_{nom} 은 식 (11)과 같고, $\epsilon > 0$ 은 채터링을 제거하기 위한 경계층 두께이며,

$$s(t) = \dot{e} + \lambda e, \quad \lambda = M_c b k_1^{-1} = M_c b k_2 > c \quad (20)$$

로서 스위칭평면이며, $\rho(\cdot)$ 는 식 (18)과 같다.

증명 : 리아프노프 함수의 후보를 식 (21)와 같이 정의한다.

$$V = \frac{1}{2} s \cdot s \quad (21)$$

식 (14)으로부터,

$$\begin{aligned} \dot{e} + M_c^{-1} b k_1 \dot{e} &= \\ &= -M_c^{-1} (b k_2) e - M_c^{-1} b [u_{rob} - b^{-1} \\ &\quad (\Delta M_c \ddot{x}_c + f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) + f_3(\dot{\theta}_p, \ddot{\theta}_p))] \end{aligned} \quad (22)$$

이다. 여기서 $M_c^{-1} b k_1 = (\lambda + 1)$ 가 되도록 k_1 을 선정하

면 식 (22)는 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{s} = -\dot{e} - M_c^{-1}(bk_2)e - M_c^{-1}b [u_{rob} - b^{-1}(\Delta M_c \ddot{x}_c + f_2(x_j, \dot{x}_j) + f_3(\theta_p, \dot{\theta}_p))] \quad (23)$$

따라서 식 (21)로 부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{V} = s \cdot \dot{s} = s[-\dot{e} - M_c^{-1}(bk_2)e - M_c^{-1}b [u_{rob} - b^{-1}(\Delta M_c \ddot{x}_c + f_2(x_j, \dot{x}_j) + f_3(\theta_p, \dot{\theta}_p))] \quad (24)$$

식 (24)에서 $M_c^{-1}bk_2 = \lambda$ 가 되도록 k_2 를 선정하고, 식 (16)을 대입하면 식 (26)과 같다.

$$\dot{V} = -s \cdot s - s \cdot M_c^{-1}b [u_{rob} - (\hat{f}_m + \hat{f}_A + \hat{f}_R)] \quad (25)$$

(i) 스위칭평면이 경계층 외부일 경우 식 (19)를 식 (25)에 대입하면,

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -s \cdot s - sM_c^{-1}b \left[\frac{s}{\|s\|} \rho(\cdot) - (\hat{f}_m + \hat{f}_A + \hat{f}_R) \right] \\ &= -s \cdot s - M_c^{-1}b \|s\| \rho(\cdot) + sM_c^{-1}b (\hat{f}_m + \hat{f}_A + \hat{f}_R) \end{aligned} \quad (26)$$

이 된다. 보조정리 1로부터,

$$\hat{f}_m + \hat{f}_A + \hat{f}_R \leq \rho(\cdot) \quad (27)$$

이므로 $\dot{V} \leq 0$ 이 되어, u_1 은 시스템을 안정화시키는 입력이며, (a)가 성립함이 증명된다.

(ii) 스위칭평면이 경계층 내부일 경우 다음의 스위칭 평면에 대한 정의 식

$$\begin{aligned} s(x, t) &= \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) e(t) \\ &= \dot{e}(t) + \lambda e(t) \end{aligned} \quad (28)$$

에서, 추적오차 e 는 s 로부터 1차 지연 필터 응답 형태로 얻어지게 된다. 즉,

$$e(t) = \int_0^t e^{-\lambda(t-\tau)} s(\tau) d\tau \quad (29)$$

이고, $\|s\| \leq \varepsilon$ 이므로,

$$|e(t)| \leq \varepsilon \int_0^t e^{-\lambda(t-\tau)} d\tau \leq \left(\frac{\varepsilon}{\lambda} \right) (1 - e^{-\lambda t}) \leq \frac{\varepsilon}{\lambda} \quad (30)$$

(345)

를 만족하게되어 (b)가 성립함이 증명된다.

△△△

3. 하이브리드 슬라이딩모드제어기

일반적으로 슬라이딩모드제어기는 비선형특성을 나타내는 시스템에 효과적으로 적용가능하나 오차가 작을 때에는 채터링을 제거하기 위하여 경계층을 설정하므로 경계층내에서는 제어가 이루어지지 않아 PID제어기보다 정상상태 오차가 커지게 된다^[9]. 그러나 경계층의 두께를 작게 설정하면 이 오차는 극히 미약하게 된다. 이 절에서는, 제어대상 시스템의 선형특성을 나타내는 구간에서는 선형제어기인 PID제어기를, 비선형 특성을 나타내는 구간에서는 비선형제어기인 슬라이딩모드제어기를 적용하는 하이브리드제어기 설계방법을 제시한다. 제시된 하이브리드 제어기는, 유압식 엘리베이터 엘리베이터 제어시 시스템 특성영역별로 PID 제어기나 슬라이딩모드제어기 가운데 적합한 제어기를 선택하여 사용하므로, 각 제어기를 단독으로 사용할 때 보다 우수한 성능을 가질 수 있다. 본 논문에서 제시하는 하이브리드 슬라이딩모드제어기 설계방법을 설명하면 다음과 같다.

(1) 유압식 엘리베이터 제어를 위한 하이브리드 슬라이딩모드제어기 설계를 위하여 먼저, 다음 세 종류의 제어기를 설계한다. (i) 엘리베이터의 탑승카를 움직이기 전에 실린더 압력과 유압펌프의 압력이 같도록 제어하는 부하보상 제어기(load compensation controller)의 출력 L_{ref} 를 설계한다. (ii) 카속도오차를 입력받아 모터의 출력토크 P_{ref} 를 생성하는 PID제어기를 설계한다. 여기서 사용되는 PID제어기는 1절에서 언급한 PID제어기를 사용하였다. (iii) 모터속도, 카속도오차, 카속도오차의 변화율을 입력으로 하고 모터의 출력토크 S_{ref} 를 생성하는 슬라이딩모드제어기를 설계한다. 여기서 사용되는 슬라이딩모드제어기는 2절의 슬라이딩모드제어기 설계방법을 사용하였다.

(2) (1)의 세종류의 제어기를 설계한 후, 비선형구간(펌프정격속도의 4%이내)에서는 슬라이딩모드제어기를 적용하고 선형구간에서는 PID제어기를 적용하도록 하는 출력변환기를 설계한다. 이들 구성방법을 그림 5에 나타내었다. 그림 5에서 보는 바와 같이, PID제어기의 출력을 P_{ref} 라 하고, 슬라이딩모드제어기의 출력을 S_{ref} 라 하면, 하이브리드제어기의 최종 출력은 모터토크 지령치 C_{ref} 가 되며 이들 관계식은 다음 식으로 표

현된다.

$$C_{ref} = w_1 \cdot P_{ref} + w_2 \cdot S_{ref} \quad (31)$$

여기서 w_1 , w_2 는 각각 P_{ref} 와 S_{ref} 를 선택하는 가중치이다.

(3) 식 (31)에서 가중치 w_1 , w_2 의 값의 결정 방법이 하이브리드 제어기 설계에 있어서 가장 중요한 문제가 된다. 본 논문에서 제시하는 방법은 가중치 w_1 , w_2 의 값을 카속도오차와 모터의 속도에 따라 결정하도록 하는 것이다. 이는 2장에서 설명한 유압식 엘리베이터의 수학적 모델링을 고찰한 결과, 유압식 엘리베이터의 카속도 제어에 영향을 미치는 요소는 카속도오차와 모터속도가 가장 영향이 크다는 것을 분석한 것이다. 본 논문에서 제시하는 방법은 카속도 오차가 작거나 모터속도가 클 경우에는 PID제어기의 출력의 가중치를 증가시키고, 이와 반대의 경우 슬라이딩모드 제어기의 출력가중치를 증가시키도록 하는 것이다. 가중치 값은 2장에서 정의한 그림 2 (b)의 마찰모델을 기준으로 하여 유압펌프 정격속도의 4%에서 변경되도록 하며 시뮬레이션과 실험을 통하여 조정하도록 한다. 이에 따라, 두 형태제어기의 장점을 적절히 취하는 하이브리드제어기를 설계할 수 있으므로, 모터속도가 극저속인 경우를 포함한 전 운전 구간에서 속도 추종이 양호한 제어기가 될 것이다. 여기서의 구성방법을 그림 5의 블록도에 나타내었다.

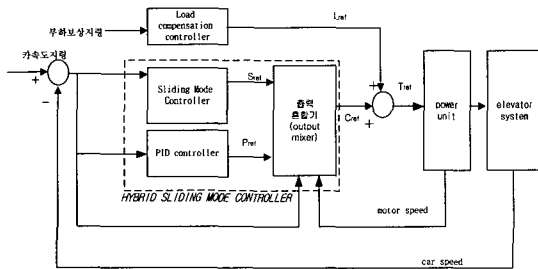


그림 5. 유압식 엘리베이터 시스템을 위한 하이브리드 슬라이딩모드제어기의 블록도

Fig. 5. Block diagram of a hybrid sliding mode controller for a hydraulic elevator system.

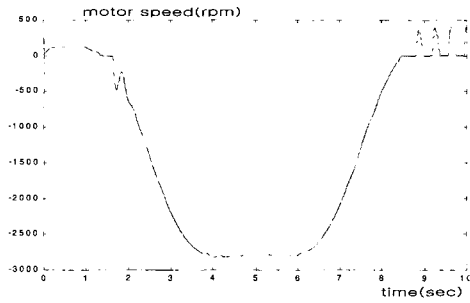
IV. 시뮬레이션 결과

본 논문에서 제시한 제어 알고리즘의 효용성을 고찰하기 위하여 하이브리드 슬라이딩모드제어기와 PID제

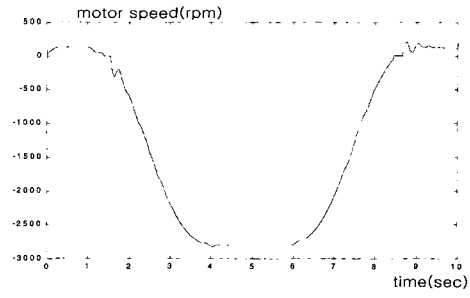
어기를 각각 유압식 인버터 엘리베이터 시스템에 적용하고 시뮬레이션을 통하여 그 제어특성을 살펴본다. 모터가 극저속 속도영역에서 제어되지 않는 현상은 카가 하강할 때 심하게 나타나므로 카가 하강할 때를 기준으로 하였으며, 운전모드는 기동후 1초간은 부하보상운전을 실시하고 이후부터 카가 움직이도록 하였으며, 10초 후에 정지하도록 기준입력을 설정하였다. 시뮬레이션은 식 (1)부터 식 (4)까지의 방정식을 기초로 하여 구현되었으며, 유압모터는 이상적인 토크원으로 가정하였다. 또한, 실린더패킹, 승강로 마찰, 펌프의 스틱션으로 인한 비선형 마찰항은 펌프의 정지시부터 정격속도의 4%까지는 일정한 마찰토크 T_s 를, 그 외의 영역에서는 마찰토크가 영이 되도록 시뮬레이션을 실시하였다^[11].

그림 6의 (a)는 PID 속도제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것이다. 설계된 PID계인은 시뮬레이션을 통하여 적절히 조정하였으며 적용된 값은 P계인 100, I계인 1000, D계인 100 이다. 모터속도가 극저속 속도영역에서 멈추었다가 갑작스럽게 기동하는 것을 볼 수 있다. 이러한 문제점은 비선형 마찰토크로 인하여 나타나며, 카가 기동할 때 뿐 아니라 착상하고자 하는 층에 도달하여 정지할 때도 나타나게 되어 승차감에 악 영향을 줄 뿐만 아니라 카 위치제어도 어렵게 한다. 그러나 가/감속시와 정격속도에서는 비선형 마찰토크성분이 영이므로 제어가 잘 되는 것을 확인할 수 있다. 그림 6의 (b)는 펌프압력 P_p 와 실린더압력 P_j 를 나타낸 것으로 기동 시와 착상시 압력이 흔들리는 것을 확인할 수 있다. 그림 6의 (c)는 카속도 지령치와 실제 카속도를 나타낸 것으로 그림 6의 (a)에서 보이듯이 극저속 속도영역에서 모터가 회전하지 않음으로 인해 카속도가 카속도지령치를 추종하지 못하는 것을 확인할 수 있으며, 그림 6의 (d)는 가속도지령치와 실제 가속도를 나타낸 것으로 정상 속도에서는 오차 없이 잘 지령치를 추종하고 있으나 기동 시와 감속시 극저속 속도영역에서 심한 진동이 있는 것을 확인할 수 있다.

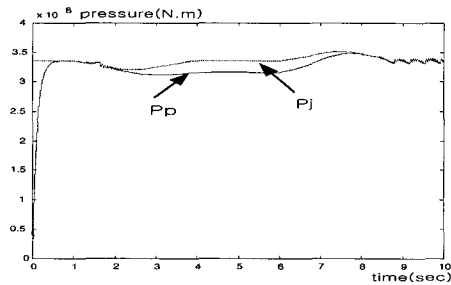
그림 7의 (a)는 하이브리드 슬라이딩모드제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것으로 극저속 속도영역에서 모터속도에 리플이 존재하나 제어되지 않는 현상은 보이지 않고, 정상상태에서도 잘 제어됨을 확인할 수 있다. 그림 7의 (b)는 펌프압력 P_p 와 실린더압력 P_j 를 나타낸 것으로, 전반적인 속도영역



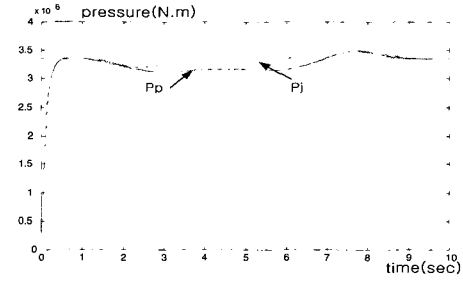
(a) motor speed



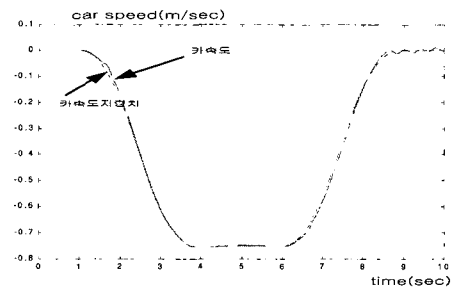
(a) motor speed



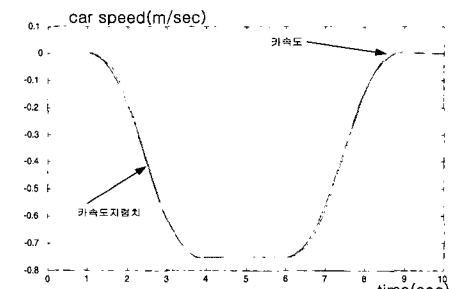
(b) pressure of pump and cylinder



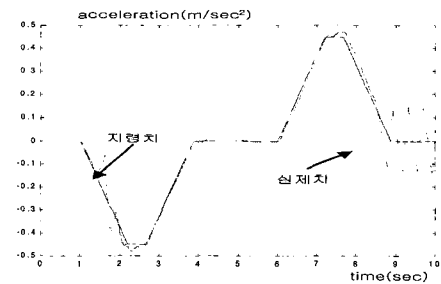
(b) pressure of pump and cylinder



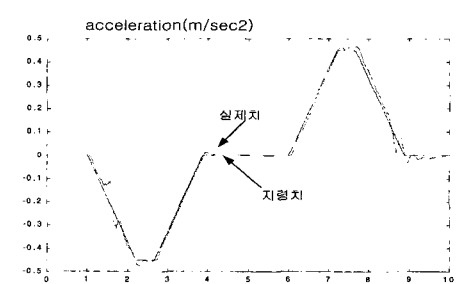
(c) car speed reference and real car speed



(c) car speed reference and real car speed



(d) car acceleration



(d) acceleration

그림 6. PID제어기를 적용한 시뮬레이션 결과
Fig. 6. Simulation results using PID controller.

이 부드럽게 제어되고 있는 것을 볼 수 있다. 또 그림 7의 (c)는 카속도 지령치와 실제 카속도를 나타내고 있는데 실제 카속도가 카속도지령치를 잘 추종하고 있고 정속주행구간에서도 정상상태 오차가 줄어든 것을 볼

그림 7. 하이브리드 슬라이딩모드제어기를 적용한 시뮬레이션 결과
Fig. 7. Simulation results using hybrid sliding mode controller.

수 있다. 또한 그림 7의 (d)는 가속도지령치와 실제 가속도를 나타낸 것으로 지령치를 충실히 추종하고 기동

시나 정지시에 진동이 많이 개선되었음을 알 수 있다.

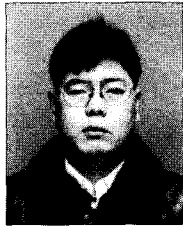
V. 결 론

본 논문에서는 유압식 인버터 엘리베이터의 카속도 제어를 위하여, 유압시스템으로 구동되는 엘리베이터의 수학적인 모델링을 제시하였고, 기존의 선형제어기의 문제점을 분석하였다. 비선형과 선형특성이 공존하는 유압식 엘리베이터의 승차감을 향상시키기 위한 카속도 제어기로서 비선형제어기인 슬라이딩모드제어기를 설계하였고, 다음으로 비선형특성이 나타나는 극저속 영역에서는 슬라이딩모드제어기를 적용하고, 선형특성이 나타나는 영역은 PID제어기를 적용하며 출력혼합기의 출력을 변화시킬 수 있는 하이브리드 슬라이딩모드 제어기를 제시하였다. 제시된 하이브리드 슬라이딩모드 제어기를 이용함으로써 인버터로 구동되는 유압식 엘리베이터의 극저속 속도영역에서 속도제어의 성능을 개선하였고, 극저속 속도영역에서 뿐 아니라 정상상태를 포함한 전 운전영역에서 개선된 제어성능을 보임을 시뮬레이션으로 확인하였다.

참 고 문 헌

- [1] E. Sasaki, T. Matsudo, I. Nakamura and K. Hida, "Hydraulic elevator to answer the needs of smooth and energy saving," The Hitachi Hyoron, Vol. 75, No. 7, 1993.
- [2] E. Sasaki, I. Nakamura and N. Arabori, "Hydraulic elevators controlled by Inverter", Japan Machinery Institute, Anthology of Lectures of Dynamics, Vol. 910, No. 3, pp. 52~54, 1991.
- [3] K. Hatano and H. Kobayashi, "Advanced control hydraulic elevator," Japan Machinery Institute, Anthology of Lectures of Dynamics, No. 910, pp. 59~62, 1991.
- [4] T. Matsudo, T. Mine, I. Nakamura, and H. Watanabe, "Valve Displacement Feedback Control Hydraulic Elevator," Proceedings of ELEVCAN '96, Elevator Technology 7, pp. 287~296, 1996.
- [5] T. Teramoto, I. Nakamura, H. Watanabe, S. Kojima and T. Toba, "A high-accuracy car level compensation device for hydraulic elevators : Stabilization with estimated acceleration feed-back," Proceedings of ELEVCAN '96, Elevator Technology 7, pp. 257~266, 1996.
- [6] J. T. Teeter, Mo-yuen Chow, and J. J. Brickley, "A Novel Fuzzy Friction Compensation Approach to Improve the Performance of a DC Motor Control System," IEEE Trans. Industrial Electronics, vol. 43, no. 1, pp. 113~120, 1996.
- [7] 변중남, 퍼지논리제어, 홍릉과학출판사, pp. 175~177, 1997
- [8] V. I. Utkin, "Variable Structure Systems with Sliding Mode : A Survey." IEEE Trans. on Automatic Control, vol. 22, pp. 212~222, 1977.
- [9] J-J. E. Slotine, "Sliding Controller Design for Non-linear Systems," Int. J. Control, vol. 40, no. 6, pp. 421~434, 1986.
- [10] 한권상, 김병화, 이우철, 장태호, 이건학, 사공석진, 안현식, 김도현, "유압인버터 엘리베이터에서의 극저속 속도제어를 위한 퍼지논리 제어기의 설계," 대한전자공학회 하계학술대회논문지, pp. 777~780, 1999
- [11] 한권상, 김병화, 안현식, 김도현, "유압인버터 엘리베이터의 속도제어를 위한 하이브리드 퍼지제어기의 설계," 대한전자공학회 논문지, 제38권 SC편 1호, 2001
- [12] ALLWEILER사 SM, SN series Hydraulic PUMP catalog, 1998
- [13] 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소, 엘리베이터의 유압시스템 특성 연구 보고서, 2000

저 자 소 개



韓 權 相(正會員)

1988년 : 국민대학교 전자공학과 졸업. 1990년 : 국민대학교 대학원 전자공학과 석사학위취득. 2001년 8월 : 동 대학원 박사학위 취득. 1990년~2000년 : 엘지산전 연구소 선임연구원. 현재 : (주)임베디드웹

개발실 근무중. <주관심분야> 비선형제어, 퍼지제어, 임베디드 시스템

朴 在 三(正會員)

1983년 : 충북대학교 전기공학과 졸업. 1986년 : 호주 The University of New South Wales 대학원 석사 (Systems and Control 전공). 1995년 : 호주 The University of New South Wales 대학원 박사(Systems and Control 전공). 1987~1989년 : 대우중공업 중앙연구소 주임연구원. 1989~1991년 : 호주 Scientia Systems Pty. Ltd. Computer Analyst/Programmer. 1994~현재 : 시립인천전문대학 전자과 부교수. <주관심분야> 로보틱스, 비선형제어, 퍼지제어

安 鉉 植(正會員) 第38卷 SC編 第1號 參照

현재 : 국민대학교 전자공학부 교수

金 道 鉉(正會員) 第38卷 SC編 第1號 參照

현재 : 국민대학교 전자공학부 교수