

유압식 인버터 제어기의 속도제어를 위한 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드 제어기 설계

Fuzzy-based Hybrid Fuzzy-Sliding Mode Controller for the Speed Control of a Hydraulic Inverter Controller

한 권 상, 최 병 옥, 안 현 식, 김 도 현

(Gueon-Sang Han, Byoung-Wook Choi, Hyun-Sik Ahn and Do-Hyun Kim)

Abstract : Due to the friction characteristics of pump, cylinder packing and passenger car, in the elevation system actuated with hydraulic inverter, there exist dead zones, which cannot be controlled by a PID controller. To overcome the drawbacks, in this paper, we propose a new hybrid fuzzy-sliding mode control scheme, which controls the controller output between a sliding mode control output and a PID control output by fuzzy control method. The proposed hybrid control scheme achieves an improved control performance by using both controllers. We first propose a design method of the hybrid controller for a hydraulic system controlled by inverters, then propose a design method of a hybrid fuzzy-sliding mode control scheme. The effectiveness of the proposed control scheme is shown by simulation results, in 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.

Keyword : hydraulic system, sliding mode controller, hybrid controller, hybrid fuzzy-sliding mode controller.

I. 서론

유압식 엘리베이터는 유압 잭에 의해 탑승카를 직접 또는 간접적으로 지지하고, 잭으로 공급 및 배출되는 오일의 양을 조정하여 탑승카를 상하로 이동시키며 로프 식 엘리베이터에 비하여 기계실을 건물 상부에 위치시키지 않고 자유롭게 배치할 수 있으며, 탑승 카 중량을 유압 잭을 통해서 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 훨씬 크고, 갑작스러운 모터의 기동, 정지로 인한 쇼크가 심하게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 인버터를 적용하고, 유압모터를 벡터 제어하여 전동기를 연속적으로 가 변속시켜 운전함으로써, 유압펌프의 회전수 제어로 유량을 제어하는 유압식 인버터 엘리베이터가 최근에 개발되기 시작하였다[2]. 유압식 인버터 엘리베이터는 일반 유압식보다 소비 전력이 작고 부드러운 승차 감을 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 인하여 선형제어기인 PID제어기로는 모터의 속도가 제어되지 않아 급작스러운 쇼크가 발생하는 단점이 있다[3][4][9][10].

일반적으로 이러한 비선형 불륵마찰특성을 제어하기 위

해 Bang Bang 제어기법, 또는 관측기 등을 이용한 제어기법이 소개되었으나 실 시스템에 적용하는 경우 Bang Bang 제어기법은 정확한 파라미터 선정 및 마찰 모델의 변동문제, 관측기를 사용한 방법은 관측기의 응답대역의 제한에 의한 마찰추정오차가 문제점으로 나타나고[5], 이러한 문제점들을 해결하기 위한 한 방법으로 퍼지제어기를 이용한 마찰 보상 기법이 제시되었대[6]. 그러나 퍼지제어기는 제어 출력이 퍼지규칙에 의존하기 때문에 영역을 세분화하여 제어하려면 많은 퍼지 제어 규칙을 필요로 하여 연산량이 많아져 제어기구현에 처리속도가 빠른 CPU를 요구하게 된다[7]. 이러한 문제는 CPU의 연산량이 많지 않아 제어기구현이 용이하면서도 강인한 비선형 제어기인 슬라이딩모드제어기를 적용하여 해결할 수 있다. 그러나 슬라이딩모드 제어방법은, 비선형특성을 나타내는 시스템에 적합하나 오차가 작을 때는 경계층개념의 도입이나 체터링문제 등으로 인하여 PID 제어기가 더 나은 성능을 나타내는 경우가 많다. 이는 시스템의 비선형 특성을 갖는 영역에서는 비선형 제어기인 슬라이딩모드제어기를 적용하고, 시스템의 선형특성을 갖는 영역에서는 PID제어기를 적용하여 시스템의 전체 운전영역에서 향상된 제어성을 갖는 하이브리드 제어기를 적용함으로써 해결될 수 있다[13]. 그러나 유압식 인버터 엘리베이터와 같이 엘리베이터가 상승/하강, 또는 기름온도 및 부하의 변화에 따라 특성이 틀러지는 복잡한 시스템의 경우는 하이브리드 제어기의 적용만으로는 원하는 성능을 얻기에는 만족스럽지 못하다.

본 논문에서는, 유압식 인버터 엘리베이터의 속도제어를 위한 슬라이딩모드제어기와 PID제어기를 혼용한 하이브리드 제어기에 있어서, 퍼지제어기로 하이브리드 제어기의 출력을 제어할 수 있는 새로운 구조의 제어기를 제안한다. 퍼지제어기는 엘리베이터의 특성을 변화시키는 변수를 제어

논문접수 : 2002. 6. 11., 채택확정 : 2003. 2. 19.

한권상 : (주)임베디드웹(gshan@embeddedweb.co.kr)

최병옥 : 선문대학교 기계및제어공학부(bwchoi@sunmoon.ac.kr)

안현식, 김도현 : 국민대학교 전자공학부

(ahs@kmu.kookmin.ac.kr/dhkim@kmu.kookmin.ac.kr)

* 본 연구는 한국과학재단 지정 선문대학교 공조기술 연구센터(RRC)의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사를 드립니다.

입력으로 하여 엘리베이터를 최적으로 제어할 수 있는 슬라이딩모드제어기와 PID제어기의 출력비를 제어하게 한다. 이러한 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어기는 비선형 시스템인 유압식 인버터 엘리베이터에 적용하였을 때, 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.

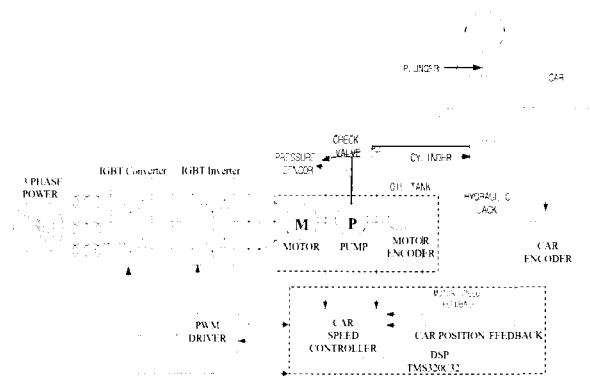
본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서 인버터제어 유압식 엘리베이터의 모델링을 구한다. 3장에서 유압식 엘리베이터제어를 위한 하이브리드 제어기를 설계하며, 이를 바탕으로 하이브리드제어기의 출력혼합기의 출력을 변화시킬 수 있는 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어기를 제시한다. 제시된 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어기가 인버터로 구동되는 유압식 엘리베이터에서 실린더의 마찰 특성으로 인하여 극저속 속도영역에서 속도가 제어되지 않는 문제를 개선하고, 극저속 속도영역에서 뿐 아니라 정상 상태를 포함한 전 운전영역에서 개선된 제어성능을 나타냄을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

II. 인버터 제어 유압식 엘리베이터 시스템의 모델링

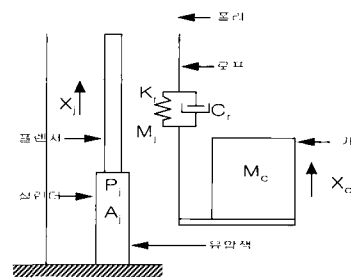
유압식 엘리베이터는 모터와 제어반을 포함하는 전기 시스템, 유압펌프와 유압실린더를 포함하는 유압 시스템, 그리고 카와 로프 등을 포함하는 기계 시스템으로 나누어 생각할 수 있다. 모터의 회전에 의해 유압 펌프로부터 토출된 유량은 체크밸브를 거쳐서 유압잭으로 유입되어 유압잭을 상승시켜 카를 이동시킨다. 또한 유압 모터의 역회전에 의해서 유압잭으로부터 체크밸브를 거쳐 탱크로 배출되는 유량을 조절하여 카를 하강시킨다. 그림 1은 유압식 인버터 엘리베이터의 구성이다. 그림 2는 유압식 엘리베이터의 마찰특성을 나타낸다.

유압펌프가 저속으로 회전 시에는 그림 2 a)와 같이 펌프의 회전 속도에 비례하는 토크 이외의 펌프의 저속 운전 시에 나타나는 스틱션 마찰이 존재한다[9,10]. 이 스틱션 마찰은 참고문헌[10]에 의하면 펌프정격속도의 ±4 %까지 나타난다고 적고 있다. 그리고 실린더와 플랜저 사이의 틈에는 기름의 누유를 방지하기 위하여 고무패킹을 설치하는데, 이 고무패킹으로 인한 마찰력이 존재하게 되며, 또한 승강로의 마찰이 존재한다[9]. 상기와 같은 유압식 엘리베이터의 비선형 마찰특성은 일반적인 기계시스템보다 매우 크며 이로 인하여 모터의 극저속(zero-crossing speed)영역에서 모터의 속도가 제어되지 않고 정지하게 되며 큰 토크가 인가되어야만 급작스럽게 기동하는 데드존(dead zone)이 존재하게 된다. 때문에 그림 2 b)와 같이 마찰토크를 모델링하고 펌프정격속도의 영역에서 4%까지를 비선형마찰토크가 적용되는 비선형구간이라 하고 4%에서부터 정격속도까지를 선형구간이라 정의한다. 그림 1 b)의 유압식 인버터 엘리베이터 유압 모델링으로 부터 (1)과 같은 수식으로 표현된다. 단, 유압펌프의 유량 특성 방정식은 비선형 수식이므로 선형화 하였다[3,10].

그림 1 b)는 기계적 구성을 모델화한 것으로 유압 잭은



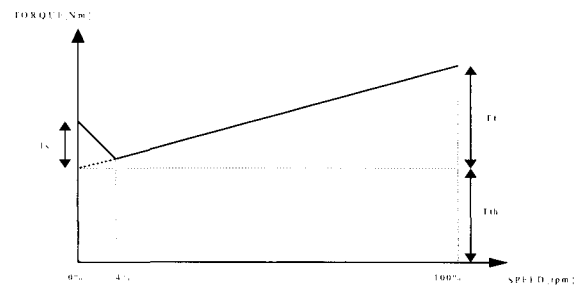
a) 제어시스템의 블록도



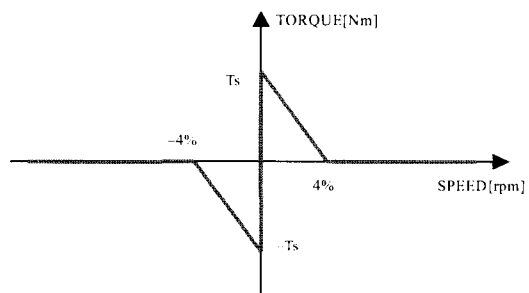
b) 기계적인 모델링

그림 1. 유압식 인버터 엘리베이터의 구성.

Fig. 1. Configuration of a hydraulic elevator controlled by inverter.



a) 유압펌프의 부하특성



b) 유압식 엘리베이터의 마찰특성

그림 2. 유압식 엘리베이터의 마찰특성.

Fig. 2. Friction characteristic of a hydraulic elevator.

바닥에 고정되고 풀리(sheave)가 플렌저 상부에 취부된다. 카(car)를 하나의 강체로 취급하고, 풀리의 관성은 적으며, 로프는 질량이 없고 단순히 스프링과 댐퍼(damper)로 구성 되어 있고 평형상태라고 가정하면, 기계 시스템의 운동 방정식은 (2)와 같다.

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

$$\text{유압펌프의 유량특성방정식 } Q \approx V_0 \dot{\theta}_p - \frac{C_1 P_1}{\sqrt{\nu}}$$

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

$$\text{관로손실방정식 } P_1 = P_j + K_1 \cdot Q$$

$$M_c \ddot{x}_c + C_r (\dot{x}_c - 2\dot{x}_j) + K_r (x_c - 2x_j) = 0 \quad (2)$$

$$M_j \ddot{x}_j + 2C_r (2\dot{x}_j - \dot{x}_c) + 2K_r (2x_j - x_c) = P_j A_j$$

단, V_0 : 유압 펌프의 단위 체적[m³/rad]

$\dot{\theta}_p$: 유압 펌프의 회전 각속도[rad/sec]

P_1 : 유압 펌프의 토출압력[N/m²]

T_p : 유압 펌프의 구동 토크[N · m]

J_p : 펌프, 전동기의 회전관성모멘트[kg · m²]

C_1 : 유압 펌프의 누유 계수

C_p : 점성 마찰 토크 계수

V_j : 실린더 단위체적

ν : 오일 점도[cSt]

K_r : 로프의 등가 스프링 상수[N/m]

C_r : 로프의 등가 댐핑 상수[N · sec/m]

M_c : 카 및 부하의 중량[kg]

Q : 유량[m³/sec]

x_c : 카의 변위[m],

x_j : 플렌저의 변위[m]

P_j : 유압잭의 압력[N/m²]

A_j : 실린더의 단면적[m²]

M_j : 플렌저 및 풀리의 중량[kg]

K_1 : 압력손실 계수

T_s : 비선형 마찰특성이다.

III. 카속도제어를 위한 하이브리드퍼지

-슬라이딩모드제어기 설계

1. PID제어기 설계

PID제어기는 적분능력을 갖고 있어 정상상태 오차를 감소시키며, 설계하기 용이하고 제어 성능이 비교적 양호한 것으로 평가받고 있다. 그러나 일반적으로 입출력 관계가 비선형이고 오차의 변화가 큰 비선형시스템에 적용할 경우에 제어 성능을 보장할 수 없다. PID제어기를 엘리베이터의 카속도제어기에 적용하기 위하여, (2)를 라플라스 변환한 후, 전동기 발생 토크 $T_p(s)$ 와 카 속도 $s \cdot X_c(s)$ 로 정리하면 유압식 엘리베이터의 속도제어 시스템의 전달함수는 (3)과 같다[3]. 여기서 비선형 마찰특성은 고려하지 않

았다.

$$\frac{s \cdot X_c(s)}{T_p(s)} = \frac{2A_j \cdot V_0 \cdot (C_r \cdot s + K_r)}{\Delta_c(s)} \quad (3)$$

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

여기서, $B_r(s)$ 는 플렌저가 고정되어 있을 때 카와 로프계의 특성방정식이고, $B_f(s)$ 는 실린더에 오일이 없고 플렌저가 자유로울 때의 특성 식이다. PID 게인 설계방법은 주파수응답설계방법을 적용한다[8]. 제어기의 게인은 (3)에 PID 카속도제어기를 부가한 후 개루프 전달함수를 구하고, 보드 선도로 주파수 특성을 파악하여 전체시스템의 안정도와 엘리베이터의 성능요소인 승차감을 좋게 하기 위하여 대역폭을 작게 하여야 하므로 차단주파수 10rad/sec에서 20dB의 게인 마진과 105. 의 위상 마진을 갖도록 설계하였고, 이는 참고문헌[11] 참조하였다.

2. 슬라이딩모드제어기 설계

PID제어기는 비선형시스템인 유압식 인버터 엘리베이터의 극저속 속도영역에서 제어되지 않으므로 이 절에서는, 유압시스템의 비선형특성을 효과적으로 제어하기 위한 슬라이딩모드제어기를 제시하였으며 이는 참고문헌[13]을 참조하였다. 유압식 엘리베이터의 모델식 (1), (2)은 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$M_c \ddot{x}_c + \Delta M_c \ddot{x}_c + f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) + f_3(\dot{\theta}_p, \ddot{\theta}_p) = bu_1 \quad (4)$$

$$\text{단, } \Delta M = \Delta_{mass}, f_1(\dot{x}_j) = \Delta_{stic} + \Delta_{cou} + \Delta_{vis} \dot{x}_j,$$

$$b = \frac{1}{2V_0} A_j \quad f_2 = \frac{1}{2} M_c \ddot{x}_j + f_1(\dot{x}_j) \quad (5)$$

$$f_3(\dot{\theta}_p, \ddot{\theta}_p) = \left(\frac{J_p}{2V_0} \ddot{\theta}_p + \frac{C_p \sqrt{\nu}}{2V_0} \dot{\theta}_p + \frac{T_s}{2V_0} \right) A_j \text{이다.}$$

또한, f_1 은 잭에서의 스틱션(Δ_{stic}), 쿨롱마찰(Δ_{cou}), 점성마찰계수(Δ_{vis})를 포함하는 마찰모델을 나타낸 것이고, $M_c \ddot{x}_c$ 은 플렌저의 변위에 따른 변화 값이며, 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 건설한 성능을 내는 입력이다. (4)에서 카의 변위명령을 x_c^d 라 할 때 카의 변위명령 추종오차는 $e = x_c^d - x_c$ 로 표현할 수 있다.

$$u_{nom} = k_1 \dot{e} + k_2 e + M_c b^{-1} \ddot{x}_c^d \quad (6)$$

$$u_{rob} = \begin{cases} \frac{s(t)}{\|s(t)\|} \rho(\cdot) & \text{if } \|s(t)\| > \epsilon \\ \frac{s(t)}{\epsilon} \rho(\cdot) & \text{if } \|s(t)\| \leq \epsilon \end{cases} \quad (7)$$

$$s(t) = \dot{e} + \lambda e, \lambda > 0 \quad (8)$$

$\epsilon > 0$ 은 채터링을 제거하기 위한 경계층 두께이며, 이고,

$\rho(\cdot)$ 는 불확실한 변수를 포함하는 함수의 상한으로서 알려진 함수이며

$$\tilde{f}_m = b^{-1} \Delta M_c \dot{x}_c, \quad \tilde{f}_f = b^{-1} f_2(\hat{x}_j, \dot{x}_j),$$

$$\tilde{f}_\rho = b^{-1} f_3(\theta_\rho, \dot{\theta}_\rho) \text{ 과 같이 정의할 때}$$

$$\rho(\cdot) = \|\tilde{f}_m\|_{\max} + \|\tilde{f}_f\|_{\max} + \|\tilde{f}_\rho\|_{\max} \text{ 와 같다.}$$

3. 하이브리드 슬라이딩모드제어기

일반적으로 슬라이딩모드제어기는 비선형 특성을 나타내는 시스템에 효과적으로 적용되나 오차가 작을 때에는 채터링을 제거하기 위하여 경계 층을 설정하므로 경계층내에서는 제어가 이루어지지 않아 PID제어기보다 정상상태 오차가 커지게 된다[12]. 이 절에서는, 제어대상 시스템의 선형특성을 나타내는 구간에서는 선형제어기인 PID제어기를, 비선형 특성을 나타내는 구간에서는 비선형 제어기인 슬라이딩모드제어기를 적용하는 하이브리드제어기를 설계한다. 하이브리드 제어기는, 유압식 인버터 엘리베이터에서 시스템 특성영역별로 PID제어기나 슬라이딩모드제어기 가운데 적합한 제어기를 선택하여 사용하므로, 각 제어기를 단독으로 사용할 때 보다 우수한 성능을 가질 수 있다. 그림 3은 하이브리드제어기의 블록도를 나타내었다.

하이브리드 제어기를 설계하기 위해 먼저 카속도 오차를 입력받아 모터의 출력토크 P_{ref} 를 생성하는 PID제어기를 설계한다. 또한, 카속도 오차를 입력으로 하고 모터의 출력토크 S_{ref} 를 생성하는 슬라이딩모드제어기를 설계한다. 또한 카속도 오차와 모터속도를 입력받아 모터의 출력 토크를 비선형 구간과 선형 구간에서 슬라이딩모드 제어기와 PID제어기의 가중치를 적절히 변화시키는 출력변환기를 설계한다. PID제어기의 출력을 P_{ref} , 슬라이딩모드 제어기의 출력을 S_{ref} 라 하면, 하이브리드제어기의 최종 출력은 모터토크 지령치 T_{ref} 가 되며 이들 관계식은 다음 식으로 표현된다.

$$T_{ref} = w_1 \cdot P_{ref} + w_2 \cdot S_{ref} \tag{9}$$

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

4. 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어기

그림 4는 제안된 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어

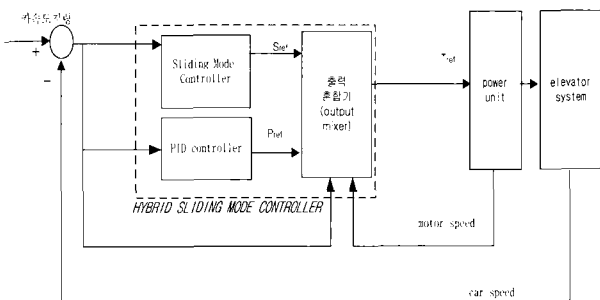


그림 3. 하이브리드 제어기의 블록도.

Fig. 3. Block diagram of a hybrid controller.

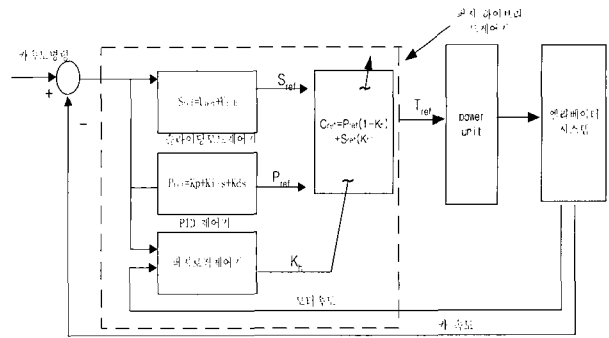


그림 4. 제안된 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어기의 블록도.

Fig. 4. Block diagram of a proposed fuzzy-based hybrid sliding mode controller.

기의 구조를 보여준다. 제안된 제어기는 그림 3의 하이브리드제어기에 모터속도, 카속도 오차를 입력받아 출력 가중치 계인 K_h 를 구하는 퍼지제어기를 부가하였으며, 가중치 계인 K_h 에 따라 제어기의 최종 출력인 모터속도 명령치를 출력하는 출력혼합기로 구성되어 진다. 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어기의 출력 T_{ref} 는 슬라이딩모드 제어기의 출력 S_{ref} 와 PID제어기의 출력 P_{ref} 로 부터 출력 가중치 계인 K_h 를 이용하여 (10)과 같이 구한다.

$$T_{ref} = P_{ref} \times (1 - K_h) + S_{ref} \times K_h \tag{10}$$

단, K_h 는 $0 \leq K_h \leq 1$ 이다.

5. 퍼지제어기의 설계

퍼지제어기의 구성은 입력 퍼지화부와 추론부, 제어규칙부, 그리고 출력 비퍼지화부로 구성된다. 퍼지제어기의 입력 값은 센서를 통하여 계환된 모터의 속도 ω_b 와 카속도 오차 e 이며, 출력 값은 슬라이딩모드 제어신호와 PID 제어신호의 출력을 결정하는 출력가중치 K_h 이다. 제안된 제어기의 설계를 위하여 오차 e 및 모터의 속도 ω_b 는 CPU에 주는 연산부담을 최소로 하기 위하여 각각 3 및 6개의 소속함수로 구성하였으며, 카속도 오차 e 의 언어변수는 (11)에, 모터의 속도 ω_b 의 언어변수는 (12)에 나타내었다. 입력의 퍼지집합은 $e \in [-0.1, 0.1]$ 및 $\omega_b \in [0, 120]$ 으로 설계되었으며, 퍼지화 방법은 퍼지싱글톤방법(fuzzy singleton method)을, 소속함수는 이등변 삼각형법을 적용하였다. 또한, 카속도 오차 e 의 소속함수는 그림 5 a), 모터의 속도 ω_b 의 소속함수는 그림 5 b)에 도시하였다. 퍼지제어기의 출력 값은 슬라이딩모드 제어신호와 PID 제어신호의 출력을 결정하는 출력가중치 K_h 이다. 이 출력가중치의 소속함수는 (13)과 같고 출력퍼지집합은 (10)에 의거하여 $K_h \in [0, 1]$ 로 설계되었으며, 소속함수는 이등변삼각형을, 비퍼지화는 무게중심법을 사용하였다. 그림 5 c)에 출력의 소속함수가 도시되었다.

$$L_1 = [NE, ZE, PO] \quad (11)$$

$$L_2 = [VL, LO, MD, HI, VII, VV] \quad (12)$$

$$L_3 = [VB, BG, MD, SM, VS, ZR] \quad (13)$$

단, NE: NEgative, ZE: ZEro, PO: POsitive, VL: Very Low speed, LO: LOw speed, MD: MeDium Speed, HI: High speed, VH: Very High speed, VV: Very Very high speed, VB: Very Big, BG: BiG, MD: MeDium, SM: SMall, VS: Very Small, ZR: ZeRo이다.

제어규칙은 PID제어기를 사용할 때의 시스템특성과 슬라이딩모드제어기를 사용할 때의 시스템 특성, 그리고 비선형 마찰특성곡선 그림 2 b)를 바탕으로 하여, 극저속 속도 영역에서의 모터가 제어되지 않는 현상이 일어나는 모터속도와 이때의 카속도 오차를 분석하여 결정하였다. 퍼지제어 규칙을 설계하는 기본적인 개념은 다음과 같다.

- 1) 비선형 마찰특성이 현저하게 나타나는 모터의 속도는 0 ~ 120rpm이므로 모터의 속도가 저속인 경우는 슬라이딩모드제어기의 제어출력을 크게 한다.
- 2) 모터의 속도가 증가하면 PID제어기의 출력을 증가시켜 주고 슬라이딩모드제어기의 출력은 감소시킨다.
- 3) 카속도의 오차로부터 엘리베이터의 속도를 가속하는 구간과 감속하는 구간을 구분하여 감속하는 시점에 슬라이딩모드제어기의 출력을 더 크게 한다. 이는 엘리베이터가 가속시점과 감속시점의 마찰특성이 다르기 때문에 적용되는 제어규칙이다.

위에서 언급한 설계개념을 적용하여 작성한 튜닝전의 퍼지제어규칙은 표 1과 같다. 입력 e, ω_p , 그리고 출력 K_h 모두 균일한 간격의 소속함수를 갖도록 하였고 퍼지제어기의 추론방법은 Min-Max법[7]을 적용하였고, 전체 퍼지 규칙은 18개로 구성되었다.

6. 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드 제어시스템의 견실성 및 안정성

제안한 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어시스템의 강인성을 고찰하여본다. 유압식 엘리베이터는 모델식 (4)는 다음과 같이 단 입력(single input) 2차 식으로 표현할 수 있다.

$$\ddot{x}_c(t) = M_c^{-1} \{ -\Delta M_c \ddot{x}_c - f_2(\dot{x}_j, \ddot{x}_j) - f_3(\theta_p, \dot{\theta}_p) + bu_1 \} = f(x_c) + \Delta f(\dot{x}_j, \dot{\theta}_p, t) + ku_1 \quad (14)$$

여기서 x_c 는 카의 변위를 나타내며, $x_c = [x_c, \dot{x}_c]^T$, $x_j = [x_j, \dot{x}_j]^T$, $\theta_p = [\theta_p, \dot{\theta}_p]^T$, $k = M_c^{-1}b$, $\Delta f(\cdot)$ 은 모델링 오차나 외란 등을 포함하는 모든 구조적 및 비구조적 불확실 함수를 나타낸다.

퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어기를 (14)의 플랜트에 적용할 때, (10)의 T_{ref} 가 (14)의 제어입력이 되므로, $T_{ref} = u_1$ 가 되고,

$P_{ref} \times (1 - K_h) = f_{PID}$, $S_{ref} \times K_h = K_s(x, t)$ 라 하면 시스템의 제어입력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u_1 = K_s(x, t) + f_{PID} \quad (15)$$

여기서 $x = [x_c, x_j, \theta_p]^T$ 이다.

(15)에서 보면 $K_s(x, t)$ 는 슬라이딩모드 제어기의 출력이며 f_{PID} 는 PID 제어기의 출력임을 알 수 있다. (8)에서 보듯이 $s(t) = \dot{e} + \lambda e$, $\lambda > 0$ 이므로 (7)과 (14)에서 다음과 같이 s 에 관한 식으로 변환될 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \ddot{e} + \lambda \dot{e} \\ s &= \ddot{x}_c^d - \ddot{x}_c + \lambda \dot{e} \\ &= \ddot{x}_c^d - f - \Delta f - u + \lambda \dot{e} \\ &= \ddot{x}_c^d - f - \Delta f - f_{PID} - K_s + \lambda \dot{e} \end{aligned} \quad (16)$$

식 (16)에서 슬라이딩모드 제어기의 출력 K_s 는 (7)에서 부터 다음과 같다.

$$K_s = f_n(x) + u_{rob} \cdot K_h \quad (17)$$

단, K_h 는 $0 \leq K_h \leq 1$ 이다.

여기서 $f_n(x)$ 은 기지시스템을 안정화하는 입력으로서 $f_n = u_{nom} \cdot K_h$ 이고, u_{rob} 는 슬라이딩모드 제어입력을 나타낸다. (17)을 적용하면 (16)은 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \ddot{x}_c^d - f - \Delta f - f_{PID} - f_n - u_{rob} \cdot K_h + \lambda \dot{e} \\ &= -\eta s + F(x, t) - u_{rob} \cdot K_h + \eta s, \quad \eta > 0 \end{aligned} \quad (18)$$

여기서 $F(x, t) = \ddot{x}_c^d - f - f_{PID} - \Delta f - f_n + \lambda \dot{e}$ 이다.

정리 1 : (18)로 표현되는 시스템이 다음을 만족하면,

$$\begin{aligned} \rho(\cdot) \cdot K_h &\geq F_{max} + \eta |s|, \quad \eta > 0 \\ F_{max} &= \max_{x, s} | \ddot{x}_c^d + \lambda \dot{e} - f - f_n - f_{PID} - \Delta f | \end{aligned} \quad (19)$$

페루프 퍼지-하이브리드 슬라이딩모드시스템은 (14)로 표현되는 시스템의 불확실성에 대한 견실성과 안정성을 유지한다.

증명 : 다음의 리아프노프 함수 후보를 고려하여 보자.

$$V(z) = \frac{1}{2} z^T P z \quad (20)$$

여기서 $P = \begin{bmatrix} 2\eta\lambda & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$ 이고, $z = [e, s]^T$ 로 한다.

(18)을 적용하여 (20)을 미분하여 전개하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \begin{bmatrix} e \\ s \end{bmatrix}^T P \begin{bmatrix} \dot{e} \\ \dot{s} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} e \\ s \end{bmatrix}^T P \begin{bmatrix} -\lambda & 1 \\ 0 & -\eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e \\ s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e \\ s \end{bmatrix}^T P \begin{bmatrix} 0 \\ F - u_{rob} \cdot K_h + \eta s \end{bmatrix} \\ &= -z^T \begin{bmatrix} 2\eta\lambda^2 & -2\eta\lambda \\ 0 & \eta \end{bmatrix} z + s(F - \eta s) - s \cdot u_{rob} \cdot K_h \\ &= -z^T \begin{bmatrix} 2\eta\lambda^2 & -2\eta\lambda \\ 0 & \eta \end{bmatrix} z + s(F - \eta s) + s \cdot [-\rho(\cdot)] \cdot K_h \frac{s}{|s|} \\ &\leq -z^T \begin{bmatrix} 2\eta\lambda^2 & -2\eta\lambda \\ 0 & \eta \end{bmatrix} z + s(F + \eta s) - \{F_{max} + \eta |s|\} |s| \\ &\leq -\lambda_{min} \left(\begin{bmatrix} 2\eta\lambda^2 & -2\eta\lambda \\ 0 & \eta \end{bmatrix} \right) \|z\|^2 \end{aligned} \quad (21)$$

여기서 $\lambda_{min}(\cdot)$ 은 (\cdot) 의 최소고유치(minimum eigenvalue)

를 뜻한다. (21)에서 $\begin{bmatrix} 2\eta\lambda^2 & -2\eta\lambda \\ 0 & \eta \end{bmatrix}$ 는 양의 한정행렬이므로 $V(z) \leq 0$ 가 되어 정리 1이 성립함이 증명된다. ■

표 1. 퍼지제어기의 제어규칙.

Table 1. Fuzzy rule base of the fuzzy hybrid controller.

ω_p	VL	LO	MID	HI	VH	VV
$e(k)$	NE	VB	MD	SM	VS	ZR
	ZE	VB	MD	SM	VS	ZR
	PO	VB	BG	MID	VS	ZR

IV. 시뮬레이션 결과

본 논문에서 제시한 제어 알고리즘의 효용성을 고찰하기 위하여 하이브리드 슬라이딩모드제어기와 PID제어기를 각각 유압식 엘리베이터 시스템에 적용하고 시뮬레이션을 통하여 그 제어특성을 살펴본다. 모터가 극저속 속도 영역에서 제어되지 않는 현상은 카가 하강할 때 심하게 나타나므로 카가 하강할 때를 기준으로 하였으며, 운전모드는 초기 1초간은 부하보상운전을 실시하고 이후부터 카가 움직이도록 하였으며, 10초 후에 정지하도록 기준입력을 설정하였다. 시뮬레이션은 (1)부터 (2)까지의 방정식을 기초로 하여 구현되었으며, 유압모터는 이상적인 토크 원으로 가정하였다. 또한, 실린더패킹, 승강로 마찰, 펌프의 스틱션으로 인한 비선형 마찰항은 펌프의 그림 2의 b)와 같은 특성을 갖도록 시뮬레이션을 실시하였다. 그림 6 a)는 엘리베이터가 하강시 출발부터 정지할 때까지의 퍼지제어기의 제어출력인 K_h 의 변화를 나타낸 것이다. 비선형 마찰특성이 나타나는 극저속 속도영역에서 비선형제어기인 슬라이딩모드제어기의 제어출력을 크게 하기 위해 K_h 의 값이 크게 나타남을 알 수 있고, 가/감속 및 정상속도일 경우는 슬라이딩모드제어기의 출력비중을 줄이고 PID제어기의 출력비중을 높인다. 또한 정상속도영역에서는 K_h 의 값이 매우 작아서 선형제어구간에서는 PID제어기가 엘리베이터의 속도 제어의 대부분을 담당하고 있음을 확인할 수 있다.

그림 6 b)는 하이브리드 퍼지-슬라이딩모드제어기로 제어시 하강운전의 경우 각 제어기의 출력을 나타낸 파형이다. PID제어기의 출력은 대역폭이 작기 때문에 오차에 따라 급격하게 출력 파형이 변하지 못하고 전 운전구간에서 부드러운 출력특성을 보이고 있다. 그러나 비선형제어기인 슬라이딩모드제어기의 출력곡선은 모터가 제어되지 않는 비선형영역에서 출력이 급격하게 변동하고 있음을 알 수 있다. 그림 6 a)에서 보인 것과 같은 K_h 의 변화에 따른 퍼지기만 하이브리드 슬라이딩모드제어기의 최종출력은 비선형영역에서는 급격하게 출력이 변하고, 그 이외의 영역에서는 PID제어기의 출력을 반영하여 부드럽게 변하는 것을 확인할 수 있다.

그림 7의 a)는 PID 속도제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것이다. 설계된 PID계인은 시뮬레이션을 통하여 적절히 조정하였으며 적용된 값은 P계인 100, I계인 1000, D계인 100이다. 모터속도가 극저속 속

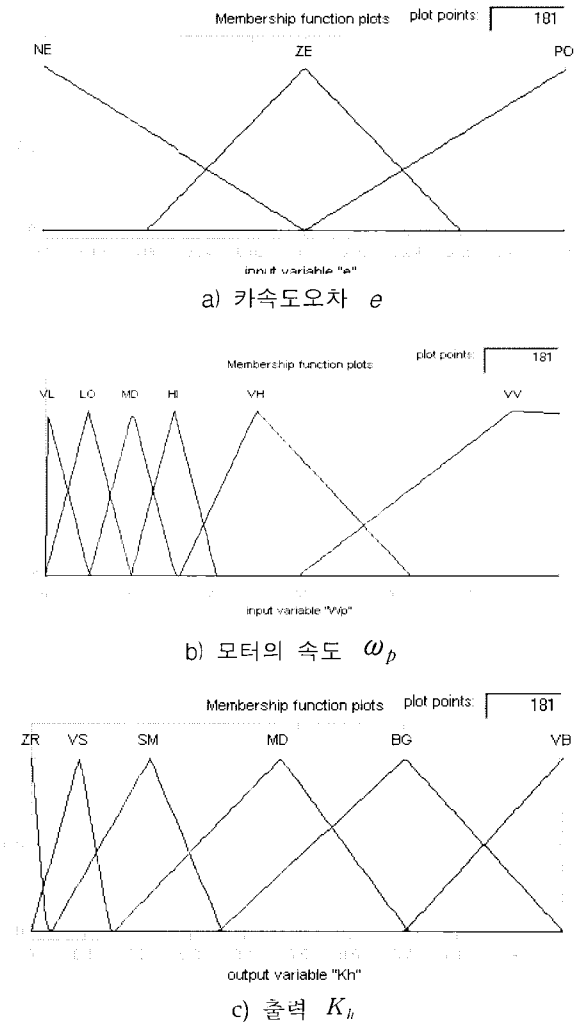
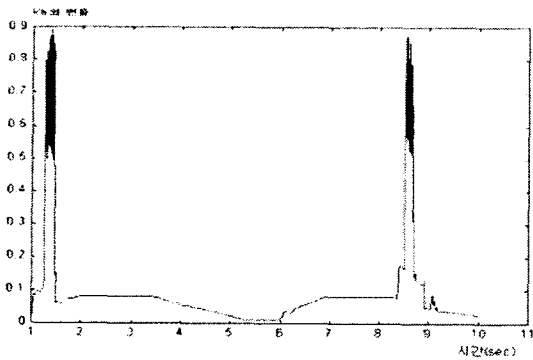


그림 5. 퍼지제어기의 입력 및 출력 소속함수.

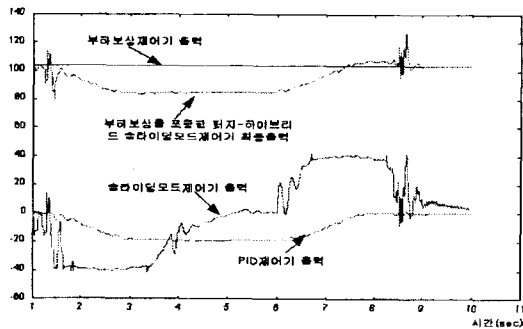
Fig. 5. Membership functions of the fuzzy controller input and output.

도영역에서 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 7의 b)는 펌프압력 Pp와 실린더압력 Pj를 나타낸 것으로 기동 시와 착상시 압력이 흔들리는 것을 확인할 수 있다. 그림 7의 c)는 카속도 지령치와 실제 카속도를 나타낸 것으로 그림 7의 a)에서 보이듯이 극저속 속도영역에서 모터가 회전하지 안돼서 카속도가 카속도지령치를 추종하지 못하는 것을 확인할 수 있으며, 그림 7의 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 8의 a)는 하이브리드 제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것으로 극저속 속도영역에서 모터속도에 리플이 존재하나 제어되지 않는 현상은 보이지



a) Change of K_b values



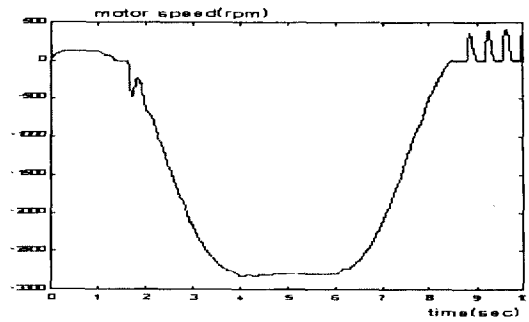
b) Output of the controllers

그림 6. 제안된 하이브리드 퍼지-슬라이딩모드 제어기의 출력 파형(하강운전시).

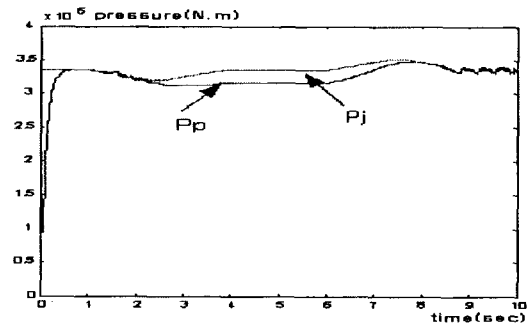
Fig. 6. Output signals controlled by proposed hybrid fuzzy-sliding mode controller(down operation).

않고, 정상상태에서도 잘 제어됨을 확인할 수 있다. 그림 7의 b)는 펌프압력 P_p 와 실린더압력 P_j 를 나타낸 것으로, 전반적인 속도영역이 부드럽게 제어되고 있는 것을 볼 수 있다. 또 그림 7의 c)는 카속도 지령치와 실제 카속도를 나타내는데 실제 카속도가 카속도지령치를 잘 추종하고 있고 정속주행구간에서도 정상상태 오차가 줄어든 것을 볼 수 있다. 또한 그림 7의 d)는 가속도지령치와 실제 가속도를 나타낸 것으로 지령치를 충실히 추종하고 기동시나 정지시에 진동이 많이 개선되었음을 알 수 있다.

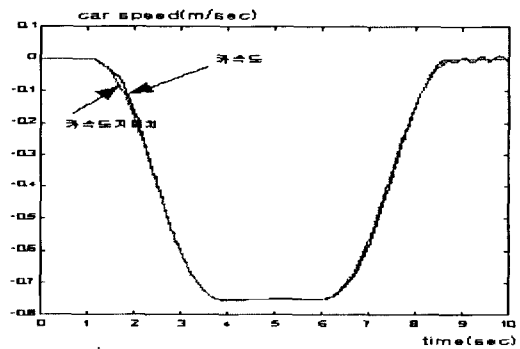
그림 9의 a)는 하이브리드 퍼지-슬라이딩모드 속도제어기로 카속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것으로, 그림 7 a)에서 보였던 PID제어기로 제어시와, 그림 8 a)에서 보였던 하이브리드 제어기로 제어시의 모터속도가 영속도(zero-crossing speed)부근에서 제어가 되지 않고 멈추었다가 갑작스럽게 출발하는 특성은 사라지고, 명령치를 추종하는 것을 확인할 수 있다. 또한, 정지시에도 극저속 속도영역에서 약간의 모터속도의 변동이 있지만 부드럽게 제어되고 있다. 그림 9의 b)는 펌프압력 P_p 와 실린더압력 P_j 를 나타낸 것으로 극저속영역에서 뿐아니라 전 운전구간에서 부드럽게 제어되고 있다. 그림 9의 c)는 카속도 명령과 실제 카속도를 나타낸 것으로 출발시와 전속운전 구간에서 명령치를 잘 추종하고 있다. 또한 그림 9의 d)는 가속도명령과 실제가속도를 나타낸 것으로 명령치를 충실히 추종하며 출발시와 정상상태 운전영역에서 부드러운 승차감을 나타내고 있고, 그림 7 d)의 PID제어기와 그림 8 d)의 하이브



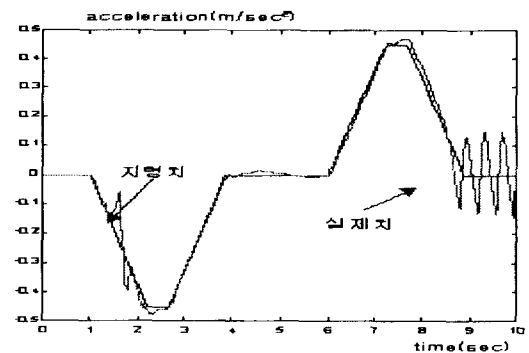
a) motor speed



b) pressure of pump and cylinder



c) pressure of pump and cylinder



d) car acceleration

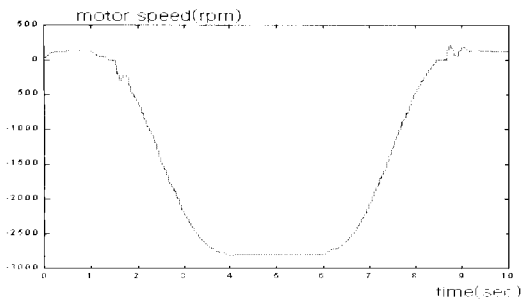
그림 7. PID제어기를 적용한 시뮬레이션 결과.

Fig. 7. Simulation results using PID controller.

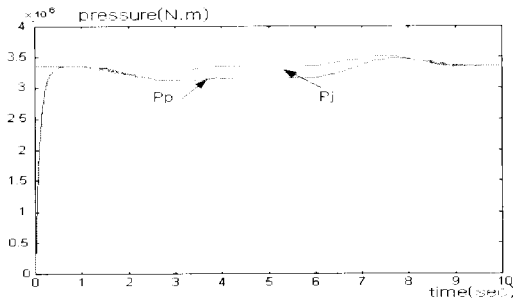
리드 제어기에서 보였던 정지시의 영속도 지점을 통과할 때 모터가 정지함으로써 발생하는 쇼크가 훨씬 개선되었음을 확인할 수 있다.

V. 결론

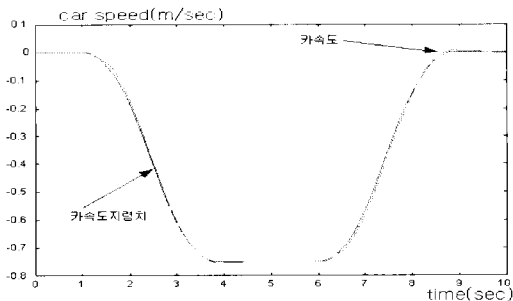
본 논문에서는 유압식 인버터 엘리베이터의 카속도 제어



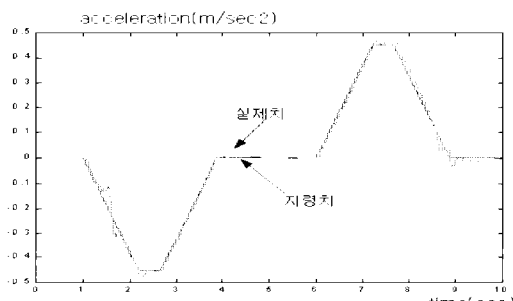
a) motor speed



b) pressure of pump and cylinder



c) car speed reference and real car speed

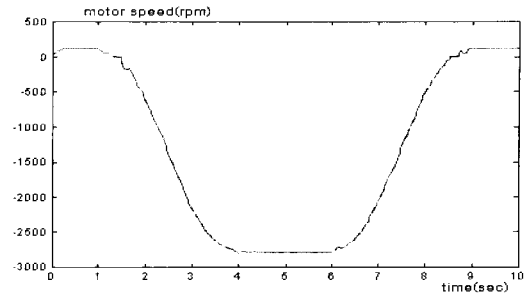


d) acceleration

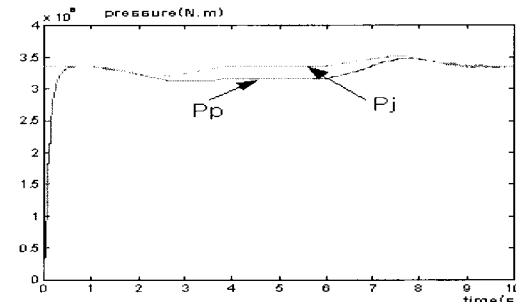
그림 8. 하이브리드 슬라이딩모드제어를 적용한 시뮬레이션 결과.

Fig. 8. Simulation results using hybrid sliding mode controller.

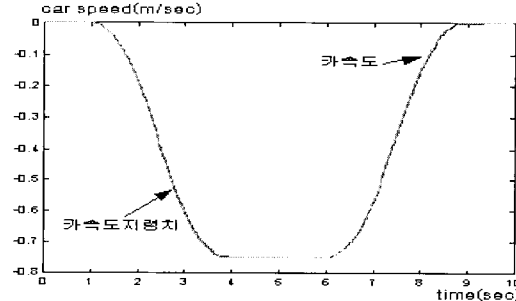
를 위하여, 유압시스템으로 구동되는 엘리베이터의 수학적 모델링을 제시하였고, 기존의 선형제어의 문제점을 분석하였다. 비선형과 선형특성이 공존하는 유압식 엘리베이터의 승차감을 향상시키기 위한 속도 제어기로서 비선형제어기인 슬라이딩모드제어기와 PID제어를 설계하였고, 다음으로 비선형특성이 나타나는 극저속 영역에서는 슬라이딩모드제어를 적용하고, 선형특성이 나타나는 영역은



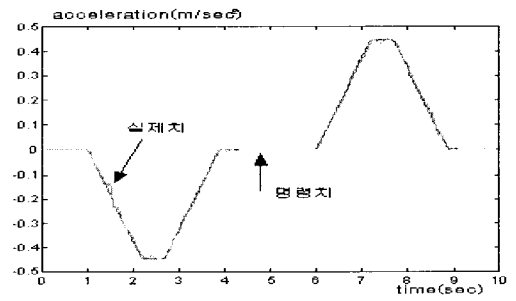
a) motor speed



b) pressure of pump and cylinder



c) car speed reference and real car speed



d) acceleration

그림 9. 하이브리드 퍼지-슬라이딩모드제어기 시뮬레이션 결과.

Fig. 9. Simulation results of hybrid fuzzy-sliding mode controller.

PID제어를 적용하며 두 제어기의 제어출력을 변화시킬 수 있는 퍼지제어를 부가한 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드 제어기를 제시하였다. 제시된 퍼지기반 하이브리드 슬라이딩모드제어기는 유압식 엘리베이터의 비선형 시스템 특성을 효과적으로 제어할 수 있는 퍼지제어규칙으로 구성되어, 인버터로 구동되는 유압식 엘리베이터의 극저속 속도 영역에서 속도제어의 성능을 개선하였고, 극저속 속도영역

에서 뿐만 아니라 정상상태를 포함한 전 운전영역에서 개선된 제어성능을 보임을 시뮬레이션으로 확인하였다.

참고문헌

- [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] 富拓 外, "誘導電動機可變速運轉油壓エレベーターの開発", *日本機械學會 機械力學講演論文集*, vol. B, no. 900-44, 1991.
- [4] T. Matsudo, T. Mine, I. Nakamura, and H. Watanabe, "Valve Displacement Feedback Control Hydraulic Elevator", *Proceedings of ELEVCON '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 ELEVCON '96, Elevator Technology 7*, pp. 257-266, 1996.
- [6] J. T. Teeter, M. Y. 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] K. J. Astrom and T. Hagglund, *Automatic Tuning of PID Controllers*, Instrument Society of America, 1988.
- [9] ALLWEILER사 *SM, SN series Hydraulic PUMP catalog*, 1998.
- [10] 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소, 엘리베이터의 유압시스템 특성 연구 보고서, 2000.
- [11] G. S. Han, B. H. Kim, H. S. Ahn and D. H. Kim, "Design of a Vibration Reduction Controller in a Hydraulic Elevator Controlled by Inverter", *Proceeding of ICEIC 2000*, pp. 510-513, 2000.
- [12] 한권상, 김병화, 안현식, 김도현, "유압식 인버터 엘리베이터의 속도제어를 위한 하이브리드 퍼지제어기의 설계", *대한전자공학회 논문지*, 제38권 SC편 1호, 2001.
- [13] 한권상, 박재삼, 안현식, 김도현, "유압식 인버터 엘리베이터의 속도제어를 위한 하이브리드 슬라이딩모드제어기", *대한전자공학회 논문지*, 제 38 권 SC편 6호, 2001.



한 권 상

1963년 7월 29일생. 1988년 국민대 공대 전자공학과 졸업(학사). 1990년 동대학원 전자공학과 졸업(석사). 2001년 동대학원 전자공학과 졸업(공학박). 1991년~2001년 LG산전 연구소 현재 (주)임베디드웹 연구소장.

안 현 식

제어 · 자동화 · 시스템공학 논문지 제 2 권 제 3 호.



최 병 옥

1963년 2월 13일생. 1986년 한국항공대학교 항공전자공학과 졸업(학사). 1988년 한국과학기술원 전기및전자공학과(석사). 1992년 동 대학원 전기및전자공학과(공학박). 1992년~2000년 LG산전 연구소 엘리베이터 연구실장. 임베디드

시스템 연구팀장. 현재 선문대학교 기계및제어공학부 교수. (주)임베디드웹 대표이사.

김 도 현

제어 · 자동화 · 시스템공학 논문지 제 2 권 제 3 호.