

유압식 인버터 제어기를 위한 하이브리드 제어기 구현

韓 權 相*, 崔 秉 旭

Implementation of a Hybrid Controller for Hydraulic Inverter Controller

Gueon-Sang Han and Byoung-Wook Choi

요 약

인버터를 적용한 유압식 시스템은 펌프의 마찰과 실린더 패킹 및 탑승 카와 레일의 마찰특성으로 인하여 PID 제어기로는 제어가 되지 않는 데드 존이 생기게 된다. 본 논문에서는, 우선 유압시스템으로 구동되는 유압식 시스템의 극저속 속도영역(zero-crossing)에서 속도가 제어되지 않는 원인이 되는 실린더의 마찰특성을 고찰하고, 이러한 실린더의 마찰특성으로 인하여 기존의 PID 속도제어기로 제어 시 발생하는 문제점을 해결하기 위한 줌잉 퍼지 로를 포함한 퍼지제어기를 설계한다. 마지막으로, 설계된 퍼지제어기와 기존의 PID 제어기를 결합하여 보다 성능이 향상된 하이브리드 퍼지제어기를 설계한다. 제안된 하이브리드 퍼지제어기는 정속주행구간에서는 정상상태제어능력이 우수한 PID제어기를 적용하고 PID제어기로 제어되지 않는 극저속 속도구간에서는 퍼지제어기를 적용하여 유압식 시스템이 실린더의 마찰특성으로 인하여 극저속 속도영역(zero-crossing)에서 속도가 제어되지 않는 문제를 해결하고, 극저속 영역에서 뿐 아니라 정상상태를 포함한 전 운전영역에서의 제어능력이 우수함을 시뮬레이션과 실험을 통하여 보인다.

ABSTRACT

Due to the friction characteristics of cylinders and the rail of a passenger car, in the system actuated with hydraulic systems, there exist dead zones, which can not be controlled by a PID controller. In this paper, the friction characteristics of a cylinder is examined, which may cause the abrupt increase of the acceleration in the zero-crossing speed region. To overcome the drawbacks of a PID controlled hydraulic system, a zooming fuzzy logic controller is designed and finally an improved hybrid controller is proposed. The proposed controller is composed of the PID controller and the zooming fuzzy controller. The effectiveness of the proposed control scheme is shown by simulation and experimental results, in which the proposed hybrid control method yields good control performance not only in the zero-crossing speed region but also in the overall control region including steady-state region.

Key words : Hydraulic system, Inverter, PID controller, Fuzzy controller, Hybrid controller

1. 서 론

*(주)임베디드웹 부장
E-mail : gshan@embeddedweb.co.kr
접수일자 : 2001.11.14
1차심사요청일 : 2001.11.26
심사완료일 : 2002. 1. 9

유압식 엘리베이터는 유압 잭에 의해 탑승카를 직접 또는 간접적으로 지지하고, 잭으로 공급, 배출되는 오일의 유량을 조정하여 탑승카를 상하로 이동시키는 장치이다. 유압식 엘리베이터는 로프식 엘리베이터에 비

하여 기계실을 건물 상부에 위치시키지 않고 자유롭게 배치할 수 있고, 탑승카 중량을 유압 잭을 통해서 모두 승강로 바닥에서 지지하기 때문에 건물에 대한 부담을 적게 할 수 있는 등 여러 장점이 있다. 특히, 최근에 일조권 침해 방지 문제가 대두되어, 도시를 중심으로 해서 유압식 엘리베이터의 수요가 증가하고 있다^[1,2]. 그러나 유압식 엘리베이터는 모터를 회전시킬 때 전원을 직접시켜 회전시키므로 소비 전력이 로프식보다 훨씬 크고, 갑작스러운 모터의 기동, 정지로 인한 쇼크를 탑승객들이 그대로 느끼게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 인버터를 적용하고, 유압모터를 벡터 제어하여 전동기를 연속적으로 가변속운전을 시킴으로써, 유압펌프의 회전수 제어로 유량을 제어하는 유압식 인버터 엘리베이터가 최근에 개발되기 시작하였다^[3,4]. 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^[5].

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^[6].

이러한 문제점들을 해결하기 위해 퍼지제어기를 이용한 마찰 보상 기법이 제시되었으나^[7] 일반적으로 퍼지제어기는 입출력 관계가 비선형이고 큰 오차에 대해 처리 능력이 뛰어나기 때문에 비선형특성을 나타내는 시스템에 적합하나 오차가 매우 작을 때는 오차에 둔감하고 PID제어기가 갖고 있는 적분능력이 없기 때문에 정상상태 오차가 PID제어기에 비하여 클 수밖에 없다^[8]. 오차가 작은 정상상태 응답 특성을 개선하기 위하여 많은 수의 제어규칙을 갖는 퍼지제어기를 사용하나, 제어 출력이 퍼지물에 의존하기 때문에 영역을 세분화하여 제어하려면 많은 퍼지 제어 규칙을 필요로 하여 연산 량이 많아져 제어기구현에 속도가 빠른 CPU를 요구하게 된다^[9].

이러한 문제점을 개선하기 위하여 본 논문에서는 비선형제어기인 퍼지제어기와 선형제어기인 PID제어기

의 장점만을 취한 하이브리드 퍼지제어기를 제안한다. 제안된 하이브리드 퍼지제어기는 실린더의 패킹과 카의 레일에 의한 쿨롱마찰력으로 인해 PID제어기로는 제어가 되지 않는 극저속도 영역에서는 퍼지제어기로 제어하고, 일정속도 이상일 경우는 오차추정능력이 뛰어난 PID제어기로 제어하게 된다.

먼저, 유압식 인버터 엘리베이터의 구성 및 모델링에 대해서 언급하고, 극저속 속도영역에서 속도가 제어되지 않는 원인이 되는 실린더의 마찰특성과 실린더의 마찰특성으로 인하여 PID 제어기로 제어 시 발생하는 문제점을 분석하고, 줌잉 퍼지물을 포함한 퍼지제어기를 설계하여 퍼지제어기와 PID제어기를 결합한 하이브리드 제어기를 제안한다. 또한, 제안된 하이브리드 퍼지제어기가 인버터로 구동되는 유압식 엘리베이터 실린더의 마찰특성으로 인하여 극저속 속도영역에서 속도가 제어되지 않는 문제를 해결하고, 극저속 속도영역에서 뿐 아니라 정상상태를 포함한 전 운전영역에서의 제어 성능이 우수함을 시뮬레이션 및 실험으로 검증하도록 한다.

2. 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 시스템으로 나누어 생각할 수 있다. 유압 모터의 회전에 의해 유압 펌프로부터 토출된 유량은 체크밸브를 거쳐서 유압 잭으로 유입되어 유압 잭을 상승시켜 카를 이동시킨다.

또한 유압 모터의 역회전에 의해서 유압 잭으로부터 체크밸브를 거쳐 탱크로 배출되는 유량을 조절하여 카를 하강시킨다.

그림 1은 유압식 인버터 엘리베이터의 구성이다. 오일탱크는 모터가 오일 속에서 회전하는 오일내장형 구조이고, 체크밸브에는 펌프 측과 실린더측 압력을 측정할 수 있는 압력센서가 부착된다. 또한 오일탱크 속의 모터는 펌프와 오일침적형 엔코더가 부착되어 모터의 속도를 검출할 수 있고, 카의 상부에도 엔코더가 부착되어 카의 속도를 검출할 수 있다. 모터는 3상 380V, 48kw 이고, IGBT 컨버터, IGBT 인버터로 전력 변환회로를 구성하였다. 그림 1에서 오일탱크 내 모터의 회전 토크에 의해서 회전하여 오일을 호스를 통해 실린더로 토출하는 유압펌프의 유량 특성 방정식은 식

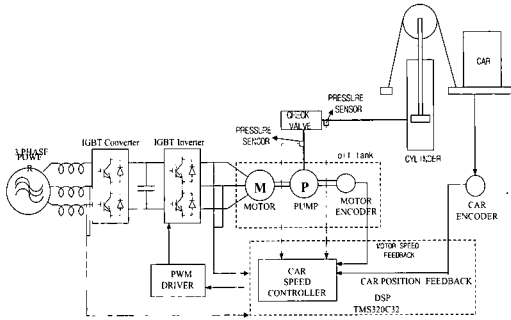


그림 1 유압식 인버터 엘리베이터의 구성
Fig. 1 Configuration of a hydraulic elevator controlled by inverter

(1)과 같고 유압펌프의 토크 관계식은 식 (2)와 같다 [12]

$$Q = V_O \cdot \dot{\theta}_P - \frac{C_1 \cdot P_1^{0.85}}{\sqrt{\nu}} \quad (1)$$

$$T_P = J_P \ddot{\theta}_P + C_P \sqrt{\nu} \dot{\theta}_P + V_O P_1 \quad (2)$$

여기서,

- Q : 유량 [m³/sec]
- V_O : 유압 펌프의 단위 체적 [m³/rad]
- θ̇_p : 유압 펌프의 회전 각속도 [rad/sec]
- P₁ : 유압 펌프의 토출 압력 [N/m²]
- ν : 오일 점도 [cSt]
- T_P : 유압 펌프의 구동 토크 [N · m]
- J_P : 유압 펌프+전동기의 회전 관성 모멘트 [kg · m²]
- C₁ : 유압 펌프의 누유 계수
- C_P : 점성 마찰 토크 계수이다.

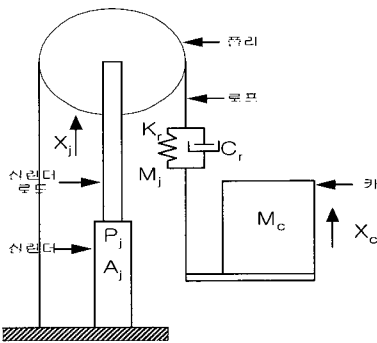


그림 2 유압식 엘리베이터의 기계적인 모델링
Fig. 2 Mechanical modeling of a hydraulic elevator

그림 2는 유압식 엘리베이터의 기계적 구성을 모델링한 것이다. 카(car)를 하나의 강체로 취급하고, 풀리(sheave)의 관성은 작으며, 로프(ropes)는 질량이 없고 단순히 스프링(spring)과 댐퍼(damper)로 구성되어 있다고 가정하면, 기계 시스템의 운동 방정식은 식 (3)과 같다.

$$\begin{aligned} M_c \ddot{x}_c + C_r (\dot{x}_c - 2\dot{x}_j) + K_r (x_c - 2x_j) &= -M_c \cdot g \\ M_j \ddot{x}_j + 2C_r (2\dot{x}_j - \dot{x}_c) + 2K_r (2x_j - x_c) &= P_j A_j - M_j \cdot g \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,

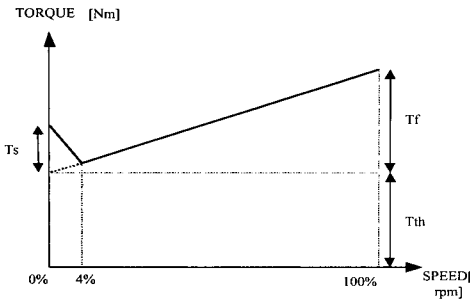
- K_r : 로프의 등가 스프링 상수 [N/m]
- C_r : 로프의 등가 댐핑 상수 [N · sec/m]
- M_c : 카 무게 + 부하 하중 [kg]
- x_c : 카의 변위 [m]
- x_j : 실린더 로드의 변위 [m]
- P_j : 실린더 내 압력 [N/m²]
- A_j : 실린더 로드의 단면적 [m²]
- M_j : 실린더로드의 무게+풀리의 무게[kg]이다.

일반적으로 모든 기계 부품들은 스틱션, 점성, 쿨롱 마찰로 나누어지는 마찰특성이 존재한다. 유압식 엘리베이터에서 나타나는 마찰은 크게 두 가지로 나눌 수 있으며, 첫째는 실린더의 패킹저항으로 인한 쿨롱마찰과 카와 레일의 마찰이다. 둘째는 펌프의 저속 운전시에 나타나는 스틱션 마찰이 존재하게 된다^[5]. 유압식 엘리베이터에서 사용하는 펌프는 스크류 펌프이며, 이 펌프는 한쪽에만 부하압력이 작용하게 되면 스크류의 축 방향으로 힘의 균형이 상실되어 스크류의 접촉으로 인한 펌프 내측면과의 마찰이 존재하게 된다. 이러한 마찰력은 일반적인 기계 시스템의 마찰력보다 훨씬 크게 되어 시스템의 진동에 심각한 영향을 끼치게 된다. 정상상태에서의 펌프의 토크 관계식은 식 (2)과 같다.

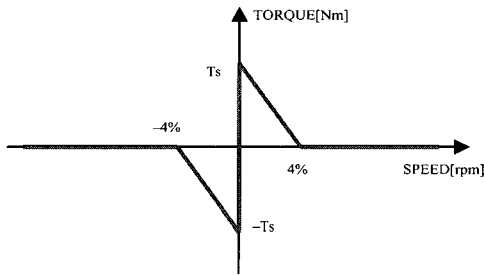
펌프의 저속 회전 시에는 펌프의 회전 속도에 비례하는 점성 마찰 토크 이외의 실린더의 패킹으로 인한 큰 마찰 토크가 존재하여 추가적인 마찰 성분 T_s를 펌프의 토크 관계식에 더하여 주면 식 (2)은 식 (4)과 같이 쓸 수 있다.

$$T_m = J_p \ddot{\theta}_p + C_p \cdot \sqrt{v} \dot{\theta}_p + V_o P_1 + T_s \quad (4)$$

유압펌프의 부하토크는 그림 3의 (a)와 같은 특성을 가진다^[10]. 그림 3의 (a)에서 보듯이 펌프 정격 속도의 4%까지는 펌프 자체의 마찰력이 존재하게 된다. 여기에 실린더 패킹 마찰력까지 더하여 그림 3의 (b)와 같은 유압엘리베이터에서의 마찰특성을 모델링할 수 있으며, 온도와 부하의 변동에 따라 마찰력 크기 T_s 가 변동한다. 그림 3의 (b)와 같은 마찰특성은 모터의 극저속 속도영역에서 모터의 속도가 제어되지 않고 마찰력으로 인하여 정지되고 큰 토크가 인가되어야만 급작스럽게 기동하는 데드존(dead zone)이 존재하게 되며, 이 순간에 쇼크가 발생된다. 이 현상은 부하보상을 완료하고 체크밸브를 열고 하강을 시작하는 경우에 특히 심하게 나타난다.



(a) 유압펌프의 부하특성



(b) 유압시스템의 마찰모델

그림 3 유압시스템의 마찰특성 및 마찰모델
Fig. 3 Friction characteristics and modeling of a hydraulic elevator

3. 극저속 속도제어를 위한 하이브리드 제어기 설계

3.1 PID제어기

PID제어기는 적분능력을 갖고 있어 정상상태 오차

를 추종하는데 제어 성능이 뛰어난 것으로 평가받고 있다.

그러나 일반적으로 입출력 관계가 비선형이고 오차가 큰 비선형시스템에 적용할 경우에 제어 성능을 보장할 수 없고 발전할 가능성이 높다. PID제어기를 엘리베이터의 속도제어기에 적용하기 위하여, 식 (1)에서 $\ddot{\theta}_p$ 을 구하고 식 (2)에 대입하여 라플라스 변환하면, 변환된 전동기 발생 토크 $T(s)$ 와 유압 실린더 내 압력 $P(s)$ 와의 관계는 식 (5)과 같이 주어지게 된다. 식 (3)을 라플라스 변환한 후, 식 (5)을 대입하여 전동기 발생 토크 $T(s)$ 와 카 속도 $s \cdot X_c(s)$ 로 정리하면 유압식 엘리베이터의 속도제어 시스템의 전달함수는 다음 식 (6)과 같다^[11].

$$\frac{P(s)}{T(s)} = \frac{V_o \cdot s \cdot B_r(s)}{\Delta_c(s)} \quad (5)$$

$$\frac{s \cdot X_c(s)}{T(s)} = \frac{2A_j \cdot V_o \cdot (C_r \cdot s + K_r)}{\Delta_c(s)} \quad (6)$$

여기서, K_1 은 압력손실계수, V_j 는 실린더의 단위 체적이며, $B_r(s)$ 는 유압 실린더 로드가 고정되어 있을 때 카와 로프 계의 특성방정식이고, $B_f(s)$ 는 실린더 내에 오일이 없고 유압 실린더 로드가 자유로울 때의 특성방정식이다. $\Delta_c(s)$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta_c(s) = & [J_p \cdot s^2 + C_p \cdot \sqrt{v}] \cdot \left[\left(A_j^2 + \frac{C_1}{\sqrt{v}} \cdot K_1 \cdot A_j^2 \right) \cdot \right. \\ & B_r(s) + \left. \left\{ V_j \cdot s + \frac{C_1}{\sqrt{v}} \cdot (K_1 \cdot V_j \cdot s + 1) \right\} \cdot s \cdot B_r(s) \right] \\ & + V_o^2 \cdot [K_1 \cdot A_j^2 \cdot B_r(s) + (K_1 \cdot V_j \cdot s + 1) \cdot s \cdot B_r(s)] \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, $B_r(s)$ 는 유압 플렌저가 고정되어 있을 때 카와 로프 계의 특성방정식이고, $B_f(s)$ 는 실린더 내에 오일이 없고 유압 플렌저가 자유로울 때의 특성식이다.

PID계인 설계방법은 시스템의 모델링을 모르는 경우는 Ziegler-Nichols규칙을 적용하여 구하나 본 논문에서는 수학적 모델링을 알고 있으므로 주파수응답 설계방법을 적용한다. PID 속도제어기의 계인은 식 (6)에 PID 카속도제어기를 부가한 후 개루프 전달함수를 구하고, 보드 선도로 주파수 특성을 파악하여 엘리베

이터의 성능요소인 승차감을 좋게 하기 위하여 대역폭을 작게 하여야 하므로 차단주파수 10rad/sec에서 20dB의 게인 마진과 105°의 위상 마진을 갖도록 설계한다. PID 속도제어기를 적용한 유압식 인버터 엘리베이터 시스템에서 모터속도를 살펴보면, 비선형 부하 특성이 나타나는 극저속 속도영역에서 제어가 되지 않게 되며 멈추었다가 갑작스럽게 기동하는 것을 볼 수 있는데 이러한 문제점은 카가 기동할 때뿐 아니라 정지하고자 하는 층에 도달하여 정지할 때도 나타나게 되고, 승차감에 악 영향을 줄뿐만 아니라 정착상도 어렵게 하는 문제점이 나타난다.

3.2 줌잉 퍼지제어기 설계

PID 제어기로는 비선형 시스템인 유압식 인버터 엘리베이터의 극저속 속도영역에서 제어되지 않으므로 이 절에서는, 유압시스템의 비선형 특성을 효과적으로 제어하기 위해 시스템 특성 파라미터가 필요 없는 퍼지제어기를 설계한다. PID제어기는 제어기의 출력이 선형적이므로 쿨롱마찰과 같은 비선형 부하 구간에서는 모터 기동 전까지는 출력이 선형적으로 변하기 때문에 임계토크점을 지나기 전까지는 모터가 기동하지 못하므로 응답 시간이 느리게 된다. 또한, 오차가 계속적으로 누적되어 다음 출력에 영향을 주기 때문에 모터가 기동하여 갑작스럽게 마찰이 사라지는 구간에서는 출력을 급격하게 줄이지 못한다. 반면에, 퍼지 제어기는 모터가 기동하지 않으면 다음 출력에서 바로 최대 출력을 내 보낼 수 있으므로 응답 속도가 빠르고, 임계토크점을 지나 모터가 기동을 시작하여 정지마찰력이 사라지는 다음 출력에서도 역 토크를 출력할 수 있어서 오버슈트가 없게 된다.

제어 법칙에 관련된 퍼지 추론을 결정하기 전에 다음과 같이 퍼지로직 제어기의 입력으로써 엘리베이터 속도의 오차 및 오차의 변화율을 식 (8)과 식 (9)과 같이 정의한다.

$$e(k) = N(k) * - N(k) \tag{8}$$

$$\Delta e(k) = (e(k) - e(k-1)) / T \tag{9}$$

여기서, $N(k) *$ 은 카의 기준 속도이며, $N(k)$ 은 실제 카속도, $e(k)$ 는 엘리베이터의 속도 편차, $\Delta e(k)$ 는 k 차 샘플링간격에 있어 속도 편차, T 는 샘플링시간이다. 퍼지제어기의 출력은 유압모터에 인가되는 토크 전류이며, 출력 전류의 최대 출력 범위는 모터의 정격

전류로 제한하였다. 퍼지제어규칙을 위해 다음 식 (10)과 같이 언어 변수를 설정하였다.

$$L = [NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB] \tag{10}$$

단, NB : Negative Big NM : Negative Medium
 NS : Negative Small ZO : Zero
 PS : Positive Small PM : Positive Medium
 PB : Positive Big 이다.

퍼지화 방법은 퍼지 싱글톤 방법 (fuzzy singleton method)을 적용하였고, 멤버쉽 함수 (membership functions)는 이등변삼각형법을, 퍼지추론은 Min-Max법을, 비퍼지화기는 무게중심법을 사용하였다. 퍼지제어기는 입력오차가 큰 시스템에서 우수한 성능을 나타내나 입력오차가 작은 영역에서는 오차에 둔감하기 때문에 정상상태 오차가 클 수밖에 없다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 오차가 작은 구간에서는 퍼지제어기를 좀더 세분화하여 제어하는 줌잉방법을 사용한다^[9].

본 논문에서 사용된 퍼지제어기는 오차가 큰 구간에서 동작하는 퍼지제어규칙과 오차가 작은 정상상태 영역에서 동작하는 줌잉방법을 이용한 퍼지제어기를 사용하였으며, 줌잉 제어규칙에는 카속도 오차 $e(k)$, 카속도 오차의 변화율 $\Delta e(k)$ 뿐만 아니라 모터의 속도 $Wp(k)$ 을 입력으로 하였으며, 모터의 속도 $Wp(k)$ 을 입력받아 극저속 속도영역, 또는 정상상태 영역 내 인지를 판단하여 세부적인 퍼지룰을 설정하였다.

예를 들어서 카속도 오차 $e(k)$ 의 값이 음의 큰 값 NB이고, 카속도 오차의 변화율 $\Delta e(k)$ 가 양의 작은 값 PS이면, 표 1에서 퍼지제어기의 출력 값은 음의 중간 값 NM을 나타낸다. 그러나 카속도 오차 $e(k)$ 가 NS이고, 카속도 오차의 변화율 $\Delta e(k)$ 가 ZO이면, 표 1에서 ZOOM의 영역으로 이때는 표 2를 참조하게 된다.

표 2에서는 모터의 속도 $Wp(k)$ 를 또 다른 퍼지 입력 값으로 하게되며 $Wp(k)$ 가 양의 작은 값 PS이면 출력은 음의 중간 값을 갖도록 하였다.

퍼지제어규칙은 표 1에, 줌잉퍼지 제어규칙은 표 2에 나타났다. 표 1과 표 2의 퍼지제어규칙은 PID 속도제어기로 제어할 경우에 카속도 오차 및 오차의 변화율, 모터속도 오차 및 오차의 변화율을 토대로 제어규칙을 설정하였다.

표 1 퍼지 제어규칙
Table 1 Fuzzy rule base

$\Delta e(k)$ $e(k)$	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZO
NM	NB	NM	NM	NM	NS	ZO	PS
NS	NB	NM	ZOOM	ZOOM	ZOOM	PS	PM
ZO	NB	NM	ZOOM	ZOOM	ZOOM	PM	PB
PS	NM	NS	ZOOM	ZOOM	ZOOM	PM	PB
PM	NS	ZO	PS	PM	PM	PM	PB
PB	ZO	PS	PM	PB	PB	PB	PB

표 2 줌잉 제어규칙(표 1에서 ZOOM표시)
Table 2 Zooming fuzzy rule base

$e(k), \Delta e(k)$	Wp(k)		
	NS	ZO	PS
$e(k)=NS, \Delta e(k)=NS$	NS	NM	NM
$e(k)=NS, \Delta e(k)=ZO$	NS	NS	NM
$e(k)=NS, \Delta e(k)=PS$	NS	NS	NS
$e(k)=ZO, \Delta e(k)=NS$	ZO	NS	NS
$e(k)=ZO, \Delta e(k)=ZO$	ZO	ZO	ZO
$e(k)=ZO, \Delta e(k)=PS$	PS	ZO	ZO
$e(k)=PS, \Delta e(k)=NS$	PS	PS	PS
$e(k)=PS, \Delta e(k)=ZO$	PS	PS	PS
$e(k)=PS, \Delta e(k)=PS$	PM	PM	PS

3.3 유압식엘리베이터 제어를 위한 하이브리드 퍼지제어기

일반적으로 퍼지제어기는 입출력 관계가 비선형이고 큰 오차에 대해 처리 능력이 뛰어나기 때문에 비선형 특성을 나타내는 시스템에 적합하나 오차가 작을 때는 오차에 둔감하게 되고, 이를 해결하기 위해서는 세분화된 제어규칙이 필요하나 이는 CPU에 많은 연산량을 요구한다^[8,9]. 퍼지제어기는 전문가적인 경험과 지식을 요구하게 되고, 시행오차법으로 퍼지 제어규칙을 만들어야 하므로 많은 실험 시간을 필요로 한다. 때문에 이 절에서는 적용되는 시스템의 선형특성을 나타내는 구간에서는 선형제어기인 PID제어기를, 비선형 특성을 나타내는 구간에서는 비선형제어기인 퍼지제어기를 적용한 하이브리드 퍼지제어기를 제안한다. 이러한 하이

브리드 퍼지제어기는, 유압식 인버터 엘리베이터 제어를 위하여 퍼지제어기 단독으로 사용할 때 보다 적은 수의 퍼지를 베이스를 사용하고, 전문적인 지식이 부족하여 퍼지 룰베이스나 입출력 소속 함수의 튜닝이 정밀하지 않아도 PID제어기에 의하여 보상을 받을 수 있는 장점이 있다. 하이브리드 퍼지제어기를 유압식 엘리베이터 제어에 이용하기 위하여 먼저, 다음의 세 종류의 제어기를 설계한다. i) 엘리베이터의 탑승카를 움직이기 전에 실린더 압력과 유압펌프의 압력이 같도록 제어하는 부하보상 제어기(load compensation controller)를 설계한다. ii) 카속도 오차를 입력받아 모터의 출력토크 P_ref를 생성하는 PID제어기를 설계한다. 여기서 사용되는 PID제어기는 1절의 PID제어기 설계방법을 사용하였다. iii) 모터속도, 카속도오차, 카속도오차의 변화율을 입력으로 하고 모터의 출력토크 F_ref를 생성하는 줌잉 퍼지제어기(fuzzy logic controller with zooming rule)를 설계한다. 여기서 사용되는 퍼지제어기는 2절의 줌잉퍼지제어기 설계방법을 사용하였으며, 퍼지 제어규칙과 퍼지화, 비퍼지화 방법은 표 2, 표 3을 동일하게 적용하였다. 이들 세 종류의 제어기를 설계한 후, 비선형구간에서는 퍼지제어기를 적용하고 선형구간에서는 PID제어기를 적용할 수 있는 하이브리드 제어기를 설계한다. 하이브리드 제어기는 PID제어기의 출력 P_ref와 퍼지제어기의 출력 F_ref를 입력받아 하이브리드 제어기의 최종 출력인 모터토크 지령치를 출력하는 출력혼합기(output mixer)로 구성되어 진다. 이들 구성방법을 그림 4의 블록도에 나타내었다.

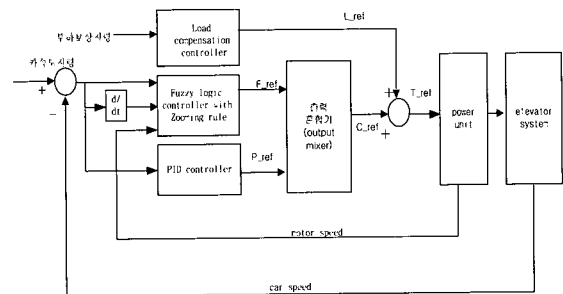


그림 4 유압식 엘리베이터 제어를 위한 하이브리드 퍼지 제어기의 블록도
Fig. 4 Block diagram of a hybrid fuzzy controller for hydraulic elevator

그림 4에서, 하이브리드 제어기의 출력 C_ref는 퍼지제어기의 출력 F_ref와 PID제어기의 출력 P_ref로부터 식 (11)과 같이 구한다^[8,9].

$$C_{ref} = \frac{close(e, de) F_{ref} + faraway(e, de) P_{ref}}{close(e, de) + faraway(e, de)} \quad (11)$$

4. 시뮬레이션 및 실험결과

본 논문에서 제시한 제어 알고리즘의 효용성을 고찰하고 제어 특성을 검토하기 위하여 MATLAB 5.3을 사용하여 유압식 인버터 엘리베이터 제어시스템을 시뮬레이션 하였다.

시뮬레이션은 i) PID제어기 ii) 줌잉 퍼지제어기 그리고, iii) PID제어기와 퍼지제어기를 혼합한 하이브리드 퍼지제어기를 비교하였으며, 샘플링시간은 1ms로 하였다. 모터가 극저속 속도영역에서 제어되지 않는 현상은 카가 하강할 때 심하게 나타나므로 카가 하강할 때를 기준으로 하였으며, 운전모드는 기동 후 1초간은 부하보상운전을 실시하고 이후부터 카가 움직이도록 하였으며, 10초에 정지하도록 시뮬레이션을 실행하였다. 시뮬레이션은 식 (1)부터 식 (3)까지의 방정식을 기초로 하여 구현되었으며, 유압모터는 이상적인 토크 원으로 가정하였다.

적용한 PID제어기는 엘리베이터의 카속도제어기에 적용하였으며, PID 카속도제어기의 게인은 속도제어 시스템의 전달함수 식 (6)에 카속도제어기를 부가한 후, 전체 개루프 전달함수를 구하고, 보드 선도로 주파수 특성을 파악하여 차단주파수 10rad/sec에서 적당한 게인 마진과 위상 마진을 갖도록 설계하였다.

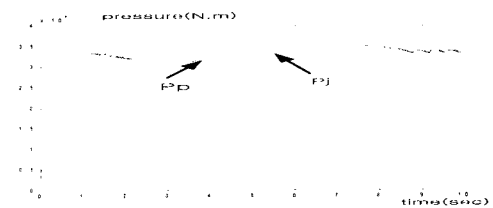
그림 5의 (a)는 PID 속도제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것이다. 모터속도가 극저속 속도영역에서 제어가 되지 않고 멈추었다가 갑작스럽게 기동하는 것을 볼 수 있다. 이러한 문제점은 카가 기동할 때뿐 아니라 착상하고자 하는 층에 도달하여 정지할 때도 나타나게 되어 승차감에 악영향을 줄 뿐만 아니라 정작상도 어렵게 한다.

그림 5의 (b)는 펌프압력 Pp와 실린더압력 Pj를 나타낸 것으로 기동 시와 착상 시 압력이 흔들리는 것을 확인할 수 있다.

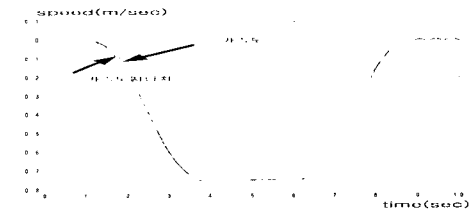
그림 5의 (c)는 카속도 지령치와 실제 카속도를 나타낸 것으로 그림 5의 (a)에서 보이듯이 극저속 속도영역에서 모터가 회전하지 않음으로 인해 카속도가 카속도지령치를 추종하지 못하는 것을 확인할 수 있으며, 그림 5의 (d)는 가속도지령치와 실제 가속도를 나타낸 것으로 정상 속도에서는 오차 없이 잘 지령치를 추종하고 있으나 기동 시와 감속시 극저속 속도영역에서 심한 진동이 있는 것을 확인할 수 있다.



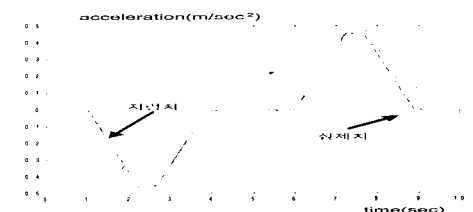
(a) motor speed



(b) pressure of pump and cylinder



(c) car speed reference and real car speed



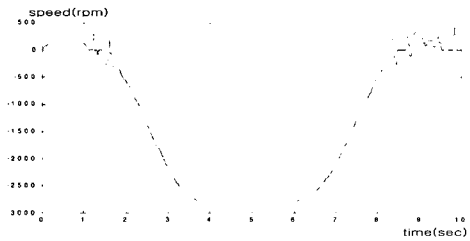
(d) car acceleration

그림 5 PID 카속도제어기 시뮬레이션 결과

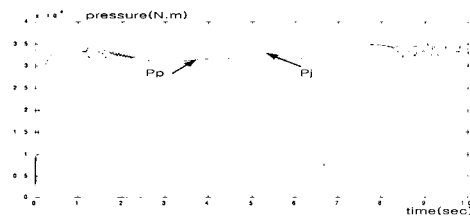
Fig. 5 Simulation results of PID controller

그림 6의 (a)는 본 논문에서 제안된 하이브리드 퍼지제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도를 나타낸 것으로 퍼지제어기에서 보였던 리플이 없어지고, PID제어기에서의 모터속도가 극저속 속도영역에서 제어되지 않는 현상도 보이지 않고 있다. 그림 6의 (b)는 펌프압력 Pp와 실린더압력 Pj를 나타낸 것으로 극저속 속도영역에서만 리플이 약하게 존재하고 전 운전 구간에서는 깨끗하게 나타나고 있다. 그림 6의 (c)는 카 속도 지령치와 실제 카 속도를 나타낸다. 극저속 속도영역에서 실제 카속도가 카 속도 지령치를 잘 추종하고 있고 정속 주행구간에서도 지령치를 잘 추종하

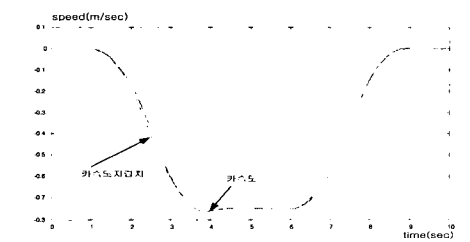
고 있다. 또한 그림 6의 (d)는 가속도 지령치와 실제 가속도를 나타낸 것으로, 가/감속 시에 기동쇼크나 착상쇼크가 그림 5의 PID제어기의 경우에 비해서 승차감이 향상되었으며 전 운전영역에서 부드러운 승차감을 보이고 있다. 그러나 그림 5 (d)에 비해서 큰 진동은 사라졌으나 고주파의 작은 진동이 있는 것을 확인할 수 있다. 하지만 이것은 시뮬레이션에 고려되지 않은 엘리베이터 시스템의 완충작용과 승객이 느낄 수 없는 고주파의 진동이므로 실제 시스템에서는 그림 6 (d)과형이 승차감이 좋게 된다.



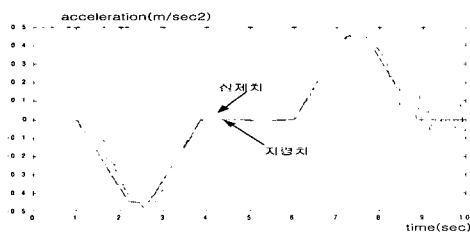
(a) motor speed



(b) pressure of pump and cylinder



(c) car speed reference and real car speed

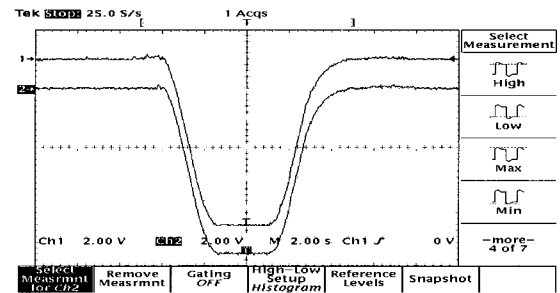


(d) acceleration

그림 6 하이브리드 제어기 시뮬레이션 결과
Fig. 6 Simulation results of hybrid controller

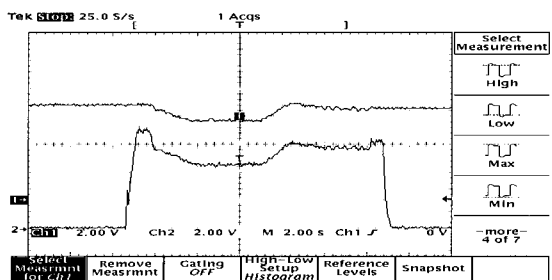
다음 그림 7, 8은 실제 엘리베이터 테스트 타워에서 실험한 데이터로서 모터속도, 실린더 및 펌프압력, 카 속도, 카 진동을 측정하였다. 실험조건은 무부하, 정지층수는 3층이고, 정격부하는 24인승, 정격속도는 45m/min, 모터는 380V, 48kw를 사용하였고 IGBT Converter, IGBT Inverter를 적용하였다.

그림 7은 PID제어기로 엘리베이터의 카속도를 제어할 경우의 실험 파형으로서 (a)는 모터속도 지령치 및 모터속도를 나타낸 것이다. 모터속도가 극저속 속도영역에서 제어가 되지 않고 멈추었다가 갑작스럽게 기동하는 것을 볼 수 있다. 그림 7의 (b)는 펌프압력 Pp와 실린더압력 Pj를 나타낸 것으로 기동 시와 착상 시 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 않음으로 인해 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/감속시 극저속 속도영역에서 심한 진동이 있는 것을 확인할 수 있다.



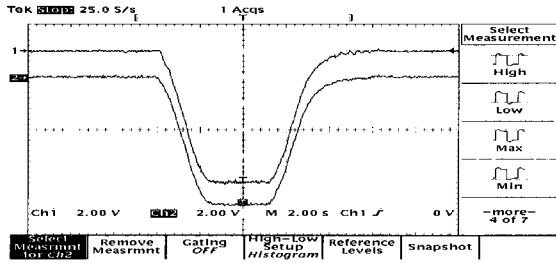
(a) motor speed

ch1:real, ch2:ref(10V/3000rpm, 2V/div)

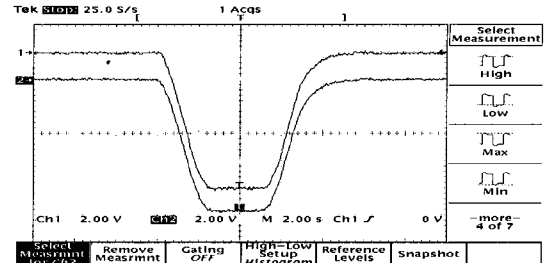


(b) pressure of pump and cylinder

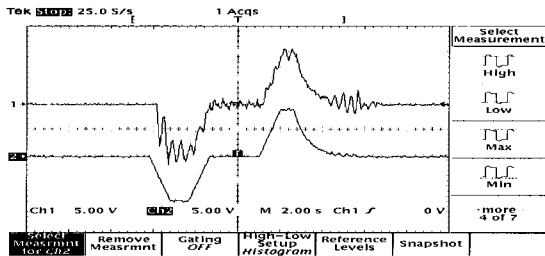
ch1:cylinder, ch2:pump(10V/35bar, 5V/div)



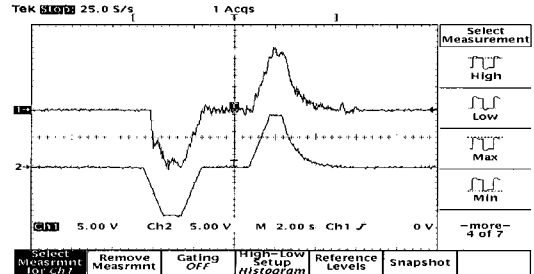
(c) car speed reference and real car speed
ch1:ref, ch2:real(10V/50m/min, 2V/div)



(c) car speed reference and real car speed
ch1:ref, ch2:real(10V/50m/min, 2V/div)



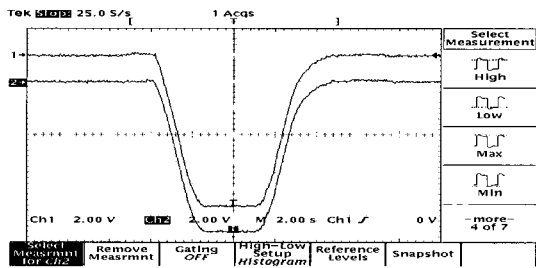
(d) acceleration
ch1:real, ch2:ref(10V/50gal, 5V/div)



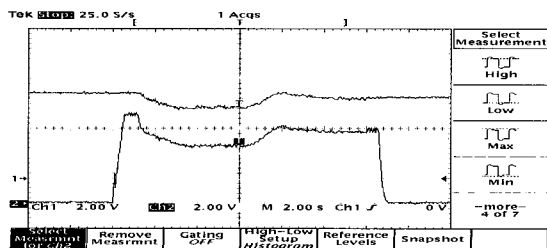
(d) acceleration
ch1:real, ch2:ref(10V/50gal, 5V/div)

그림 7 PID제어기 적용시의 실험결과
Fig. 7 Experimental results of PID controller

그림 8 하이브리드 퍼지제어기 적용시의 실험결과
Fig. 8 experimental results of Hybrid fuzzy controller



(a) motor speed
ch1:real, ch2:ref(10V/3000rpm, 2V/div)



(b) pressure of pump and cylinder
ch1:cylinder, ch2:pump(10V/35bar, 5V/div)

그림 8의 (a)는 본 논문에서 제안된 하이브리드 제어기로 카 속도제어를 행하였을 시의 모터속도 지령치 및 모터속도를 나타낸 것으로 PID제어기에서의 모터속도가 극저속 속도영역에서 제어되지 않는 현상은 보이지 않고 있다. 그림 8의 (b)는 펌프압력 Pp와 실린더 압력 Pj를 나타낸 것으로 극저속 속도영역에서만 리플이 약하게 존재하고 전 운전구간에서는 깨끗하게 나타나고 있다. 그림 8의 (c)는 카속도지령치와 실제 카속도를 나타낸다. 극저속 속도영역에서 실제 카속도가 카속도 지령치를 잘 추종하고 있고 정속주행구간에서도 지령치를 잘 추종하고 있다. 또한 그림 8의 (d)는 가속도지령치와 실제 가속도를 나타낸 것으로, 그림 8의 (d)와 같은 기존의 PID제어기에서 보았던 극저속 속도영역의 진동성분은 물론 제거되었으며, 가/감속 시에 기동쇼크나 착상쇼크가 없고 승차감이 향상되었으며 전 운전영역에서 부드러운 승차감을 보이고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 유압식 엘리베이터 시스템에 인버터

를 적용한 유압식 인버터 엘리베이터제어를 위한 향상된 제어를 제안하였다. 제안된 제어기는, 기존의 PID 속도제어기로는 속도제어가 되지 않는 극저속 속도 영역에서뿐 아니라 정상상태에서도 제어 성능이 우수한 하이브리드 제어기로서, 쿨롱 마찰력으로 인해 PID제어기로는 제어가 되지 않는 극저속 영역에서는 퍼지제어기로 제어하고, 선형영역에서는 오차추정능력이 뛰어난 PID제어기로 제어하는 하이브리드제어를 제안하였으며 제안된 하이브리드 제어기의 제어 성능을 확인하기 위하여 PID제어기와 제안된 하이브리드 제어기를 시뮬레이션과, 실제 유압식 엘리베이터의 실험타워에서 비교 실험하였다. 제안된 하이브리드 제어기가 유압식 인버터 엘리베이터 시스템에서 비선형 특성을 나타내는 극저속 영역에서 뿐 아니라 오차가 작은 정격 속도영역에서도 부드러운 승차감을 나타내는 것을 확인할 수 있었다.

본 연구는 과학기술부/한국과학재단지정 선문대 공조기술 연구센터 2001년도 연구비 지원에 의한 결과임.

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] 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.

[3] E. Sasaki, I. Nakamura and N. Arabori, "Hydraulic elevators controled by Inverter", *Japan Machinery Institute, Anthology of Lectures of Dynamics*, No. 910-3, pp. 52~54, 1991.

[4] K. Hatano and H. Kobayashi, "Advanced_control hydraulic elevator", *Japan Machinery Institute, Anthology of Lectures of Dynamics*, No. 910-3, pp. 59 ~62. 1991.

[5] 서울대학교 정밀기계설계공동연구소, 엘리베이터 유압시스템 특성연구보고서, 2000.

[6] 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.

[7] J. T. Teeter, Mo-yuen Chow, J. J. Brickley, "ANovel Fuzzy Friction Comption Approach to Improve the Performance of a DC Motor Control System", *IEEE Trans. Industrial Electronics.*, vol. 43, no. 1, pp. 113~120, 1996.

[8] Witold Pedrycz, "Fuzzy control and Fuzzy systems, Research studies press LTD., 2nd Edition, pp. 197~199, 1993,

[9] 변중남, 퍼지논리제어, 홍릉과학출판사, pp. 175~177, 1997.

[10] ALLWEILER사 SM,SN series Hydraulic PUMP catalog, 1998.

[11] 한권상 외, "유압인버터 엘리베이터에서의 극저속 속도 제어를 위한 퍼지논리 제어기의 설계", *대한전자공학회 하계학술대회논문지*, pp. 777~780, 1999.

[12] D. McCloy, H. R. Martin, *Control of Fluid Power : Analysis and design*, Ellis Horwood, 2nd ed.

저 자 소 개

한권상(韓權相)

1963년 7월 29일생. 1988년 국민대 전자공학과 졸업. 1990년 동 대학원 전자공학과 졸업(석사). 2001년 동 대학원 전자공학과 졸업(공학박). 현재 (주)임베디드웍스 부장.



최병욱(崔秉旭)

1986년 한국항공대 항공전자공학과 졸업. 1988년 한국과학기술원 전기 및 전자공학 과(석사). 1992년 동 대학원 전기 및 전자공학과(공학박). 현재 선문대학교 기계 및 제어공학부 교수.

