

논문 2014-51-2-21

# 유압 인버터 엘리베이터를 위한 부하 보상 및 속도 제어기 (Load compensation and Speed Controller for Hydraulic Inverter-fed Elevator)

한 상 수\*

(Sang-Soo Han<sup>©</sup>)

## 요 약

유압 인버터 엘리베이터의 비선형성과 유압 펌프의 누유량으로 인한 진동 및 속도 편차를 줄이기 위한 부하 보상 및 속도 제어기를 제안하였다. 부하보상 제어기는 PI제어기로 구성하였으며 속도제어기는 PID 제어기를 이용하여 구성하였다. 제어기 제어 변수 이득은 시스템 전달함수의 주파수 응답 방법을 이용하였다. 제안한 제어기의 효용성은 실험을 통해 입증하였고 실험 결과 제안한 제어기는 부하 변동에 강인하고 비선형인 유압 엘리베이터 시스템에 안정하고 좋은 속도 및 가속도 응답 특성을 갖는다.

## Abstract

To prove the vibration and speed error problems caused by the nonlinear friction characteristics and load variation of the hydraulic system, a PID speed controller and a load compensation controller for the hydraulic inverter-fed elevator are proposed. The load compensation controller is composed by the PI controller and the speed controller is composed by the PID controller. The P,I and D gains of the control parameters are obtained by the frequency response of system transfer function. The Effectiveness of the proposed controller are shown by experimental results, which the proposed controller yields robustness with load variations and stable and good speed and acceleration responses with less oscillations.

**Keywords** : hydraulic inverter-fed elevator, load compensation and speed control, PI controller, PID controller,

## I. 서 론

유압식 엘리베이터는 로프식 엘리베이터에 비하여 설치가 용이하고, 설치 시 건물 하중에 영향을 줄여주는 등의 장점이 있다<sup>[1]</sup>. 그러나 유압식은 유압재 높이에 따른 설치 높이의 한계성과 저속의 속도 한계성 그리고 소비 전력이 크고 유압 모터의 기동과 정지 시 진동이나 충격이 발생하고 운반체의 부하 변동에 따른 유량제어밸브의 특성변화로 인하여 주행속도 편차가 발생한다. 이러한 유압식 엘리베이터의 단점은 벡터제어를 이

용한 인버터제어 방식을 이용하여 유압모터를 연속적으로 가변속 운전을 시켜 유압펌프의 회전수를 제어하여 실린더의 유량을 제어함으로써 개선할 수 있다. 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 갖고 있으며 유압 펌프의 누유량으로 인한 제어 시스템의 진동 및 속도 편차가 발생하는 문제점을 갖고 있다<sup>[2]</sup>. 이러한 유압시스템의 비선형 쿨롱 마찰특성을 제어하기 위해 Bang Bang 제어기법, 또는 관측기 등을 이용한 제어기법<sup>[3]</sup>이 소개되었으나 실 시스템에 적용하는 경우 Bang Bang 제어기법은 정확한 파라미터 선정 및 마찰 모델의 변동문제가, 관측기를 사용한 방법은 관측기의 응답대역의 제한에 의한 마찰 추정오차가 발생한다.

\* 평생회원, 가천대학교 에너지 IT학과  
(Department of Energy and Information  
Technology, Gachon University)

※ 이 논문은 2014년도 가천대학교 학술지원 사업  
(GCU-2014-R023)에 의하여 연구되었음.

© Corresponding Author(E-mail: sshan@gachon.ac.kr)  
접수일자: 2013년9월17일, 수정완료일:2014년1월29일

본 논문에서는 유압 인버터 엘리베이터의 비선형성과 유압 펌프의 누유량으로 인한 진동 및 속도 편차를 줄이기 위한 부하 보상 및 속도제어기를 제안하였다. 제안한 부하보상 제어기는 PI 제어기를 이용하여 구성하였고 속도제어기는 PID 제어기를 이용하여 구성하였다<sup>[4-5]</sup>. 제어기 제어 이득은 주파수 응답 방법을 이용하였고 시스템 계를 안정시키기 위하여 유압 시스템의 이득 여유와 위상 여유를 높게 설계하였다.

### II. 유압 인버터 엘리베이터 제어시스템 동특성

유압 인버터 엘리베이터 제어시스템은 그림 1과 같이 크게 두 가지 즉 카의 기동전 유압력에 작용하는 하중에 의한 부하 압력을 보상하는 부하 보상 제어와 부하 보상 후 체크 밸브를 개방하여 카를 이동시키는 카 속도 제어로 나눌 수 있다.

부하보상 시스템은 기동전 부하 보상 시 유압 시스템의 유압 체크 밸브가 닫혀 있으므로 실린더로 흐르는 유량( $Q_p$ )은 없다. 유압 엘리베이터의 동특성을 고려하지 않는다면 유압펌프의 토크 관계식은 식(1)과 같다.

$$T_m = J_{mp} \ddot{Q}_p + C_p \sqrt{\nu} \dot{Q}_p + D_p P_p \quad (1)$$

여기서,  $T_m$ 은 모터 발생 토크,  $J_{mp}$ 는 모터와 펌프의 등가 회전 관성모멘트,  $C_p$ 는 펌프 점성 마찰계수,  $Q_p$ 는 펌프 토출 유량,  $C_l$ 은 펌프 누유계수,  $P_p$ 는 펌프 압력,  $D_p$ 는 유압 펌프 단위 체적,  $\nu$ 는 동점성 계수이다. 식(1)에서 토크  $T_m$ 과 펌프 압력  $P_p$ 의 라플라스 변환  $T(S), P(S)$ 의 비 즉 부하 보상 시스템 특성 방정식은 식(2)와 같다.

$$\frac{P(S)}{T(S)} = G_1(S) = \frac{1}{a \cdot S + b} \quad (2)$$

여기서,  $a = \frac{C_l \cdot J_p}{D_p \sqrt{\nu}}$ ,  $b = D_p + \frac{C_l \cdot C_p}{D_p}$ 이다.

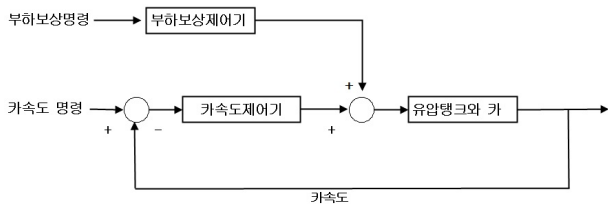


그림 1. 유압식 인버터 엘리베이터의 제어시스템  
Fig. 1. Control system of a hydraulic inverter-fed elevator.

속도제어 시스템은 펌프압력과 유압력의 압력을 일치시키는 부하보상 후 체크밸브를 개방하고 모터의 회전속도를 제어하여 유압력의 유량의 변화로 카 속도를 제어한다. 모터 토크에 대한 카 속도 전달함수는 초기 상태를 ‘영’으로 하고 속도 제어 특성 방정식을 라플라스 변환하여 식(3)과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{SX_c(S)}{T_m(S)} = T_{P_j}^{V_c}(S) T_{P_p}^{P_j}(S) T_{V_p}^{P_p}(S) T_{T_m}^{V_p}(S) \quad (3)$$

여기서,  $T_{P_j}^{V_c}$ 는 유압력에 대한 카 속도 비,  $T_{P_p}^{P_j}$ 는 펌프 압력에 대한 유압력 압력 비,  $T_{V_p}^{P_p}$ 는 펌프 속도에 대한 펌프 압력 비,  $T_{T_m}^{V_p}$ 는 모터 토크에 대한 펌프 속도 비이다.

### III. 부하 보상 및 속도 제어기 설계

#### 1. 부하보상제어기 설계

부하 보상 시스템 전달함수는 식(2)와 같이 1차 함수로 주어지며 시정수가 커서 응답성은 좋으나 정상상태 오차가 존재하기 때문에 그림2와 같이 PI제어기를 구성하여 유압 펌프의 토출압력을 제어한다.

그림 2의 PI 제어기에 대한 Open Loop 전달 함수  $G_{o1}(s)$ 는 다음과 같다.

$$G_{o1}(S) = \frac{K_p \cdot S + K_I}{S} \cdot \frac{1}{a \cdot S + b} \quad (4)$$

Open Loop 전달 함수  $G_{o1}(s)$ 의 차단 주파수를  $\omega_c$ 라 하면  $\omega_c$ 에서 전달함수의 이득은 0dB이므로 PI 제어기의 적분이득  $K_I$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$K_I = \frac{\sqrt{(a\omega_c^2)^2 + (b\omega_c)^2}}{\sqrt{1 + \left(\omega_c \cdot \frac{K_p}{K_I}\right)^2}} \quad (5)$$

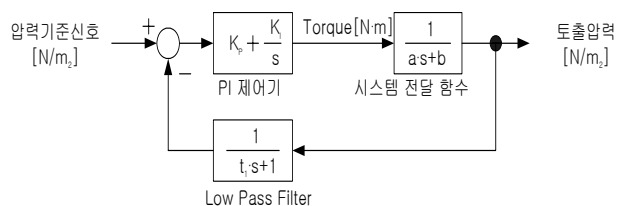


그림 2. 부하보상 PI 제어기  
Fig. 2. Load compensation PI controller.

또한, 차단 주파수  $\omega_c$  에서 위상 여유를  $\theta_D$ 라 놓으면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\theta_D = 180^\circ + \tan^{-1}\left(\frac{\text{Im}(G_o(j\omega_c))}{\text{Re}(G_o(j\omega_c))}\right) \quad (6)$$

식 (6)을 정리하여  $\frac{K_P}{K_I}$  의 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$\frac{K_P}{K_I} = \frac{a\omega_c \cdot \tan(\theta_D - 180^\circ) - b}{a\omega_c^2 + b\omega_c \cdot \tan(\theta_D - 180^\circ)} \quad (7)$$

엘리베이터가 출발하기 위하여 체크밸브를 개방하기 전에 유압모터를 회전시켜 실린더측 압력과 펌프측 압력을 같도록 부하보상 제어를 하여야 한다. 따라서 부하보상제어 시 오버슈터가 크면 유압 펌프의 토출 압력이 유압실린더의 부하 압력보다 크게 되어 체크 밸브를 개방시켜 카를 움직이게 만들어 기동(카 주행 운전)전에 진동을 발생시키므로 제어기 설계 시 오버슈터가 적게 발생하도록 설계를 할 필요가 있다. 체크밸브와 기타 밸브들의 안전한 동작을 위하여 급격한 압력 변화가 발생하지 않도록  $\omega_c$ 는 5rad/sec, 이득여유는 20dB, 위상여유는 105°를 갖게 PI 계인을 선정하였다.

## 2. PID 카 속도 제어기의 설계

PID 카 속도 제어기의 구성도는 그림 3과 같다. 입력  $u(s)$ 는 카 속도명령이고 PID 제어기의 입력은 카 속도명령과 실제 카 속도와의 오차이다. 실제 카 속도의 노이즈문제를 줄이기 위하여 1차 저역 필터를 사용하였다. PID 제어기 출력은 유압모터의 토크 명령치가 된다.

그림 3에서 전체 개루프 전달함수  $G_{o2}(S)$ 는 식(8)과 같다.

$$G_{o2}(S) = \left(K_p + \frac{K_i}{S} + K_d S\right) H(S) \quad (8)$$

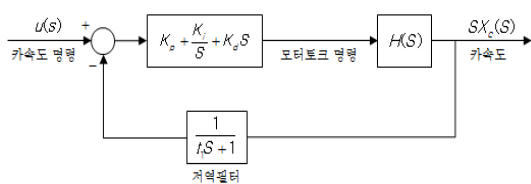


그림 3. PID 카 속도제어기  
Fig. 3. PID car speed controller.

식(8)에서  $H(s)$ 는 모터 토크에 대한 카 속도 비이다. 전동기 발생 토크  $T(s)$  와 카 속도  $s \cdot X_c(s)$ 를 정리하면 유압식 엘리베이터의 속도제어 시스템의 전달함수는 다음 식(9)와 같다.

$$H(s) = \frac{s \cdot X_c(s)}{T(s)} = \frac{2A_j V_o (C_r \cdot s + K_r)}{\Delta_c(s)} \quad (9)$$

여기서,

$$\Delta_c(s) = [J_p s^2 + C_p \sqrt{\nu}] \cdot \left[ \left( A_j^2 + \frac{C_1}{\sqrt{\nu}} K_1 A_j^2 \right) \cdot B_r(s) + \left\{ V_j s + \frac{C_1}{\sqrt{\nu}} \cdot (K_1 \cdot V_j s + 1) \right\} \cdot s \cdot B_r(s) \right] + V_o^2 \cdot [K_1 A_j^2 \cdot B_r(s) + (K_1 \cdot V_j s + 1) \cdot s \cdot B_r(s)],$$

$K_1$ 은 압력손실계수,  $V_j$ 는 실린더의 단위 체적,  $B_r(s)$ 는 유압 실린더 로드가 고정되어 있을 때 카와 로프 계의 특성방정식,  $B_f(s)$ 는 실린더 내에 오일이 없고 유압 실린더 로드가 자유로울 때의 특성방정식이다. 그림4는 식(9)에 PID 카속도 제어기를 부가한 후 개루프 전달함수의 주파수특성을 나타낸다.

전동기 속도 제어기는 전체시스템의 특성에 크게 영향을 주기 않기 때문에 전동기 속도 제어기의 응답특성을 빠르게 설계하면 유리하나 피드백 요소의 외란 등을 고려하면 이득을 크게 선정 할 수 없다. 따라서 전동기 속도 제어는 오일의 압축에 기인하는 충격이 발생되지 않도록 적당한 응답 특성을 갖도록 설계해야 할 필요가 있다. 출력 변동을 작게하여 엘리베이터의 승차감을 부드럽게 하기 위하여 그림4를 이용하여 차단 주파수는 10rad/sec, 이득여유는 10dB, 위상여유는 50°를 갖게 PID 계인을 선정하였다.

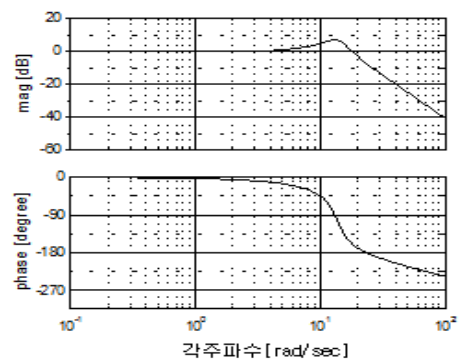


그림 4. PID 카속도 제어기의 개루프 전달함수의 주파수 특성

Fig. 4. Frequency response of open loop transfer function of PID car speed controller.

### IV. 실험

본 논문에서 제안한 부하 보상 및 PID 속도 제어기는 TMS320C31\_40PQL DSP를 사용하여 구현하였으며 인버터는 고속스위칭이 가능한 IGBT 소자를 사용하여 8KHz로 고속 스위칭 하였다. 또한 유도 전동기 제어 방식은 간접 벡터제어 방식을 이용하였으며 공간 벡터 PWM 스위칭방식을 사용하였다.

그림 5는 토크 지령과 실제 토크전류를 보여주고 있다. 실제 토크 전류가 지령치를 지연 없이 빠른 시간에 추종하고 있음을 확인 할 수 있다. 그림 6은 부하보상기의 펌프압력지령치와 실제 펌프압력을 측정한 파형이다. 부하보상 제어 후 체크밸브를 열어 기동 시 쇼크가 발생하지 않고 펌프압력이 잘 제어됨을 보여준다.

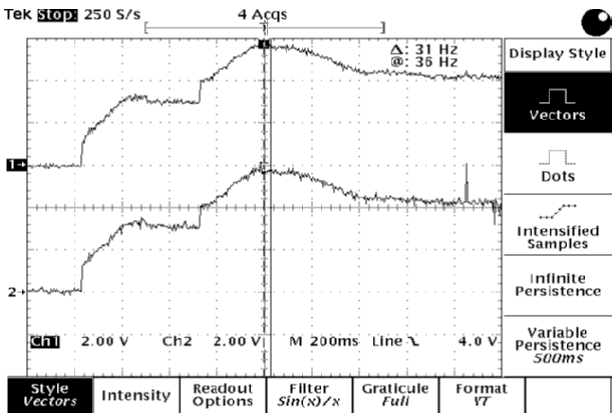


그림 5. 토크 전류 (ch1: 토크 전류지령, ch2: 실제 토크)  
Fig. 5. Torque current (ch1: reference torque, ch2: real torque).

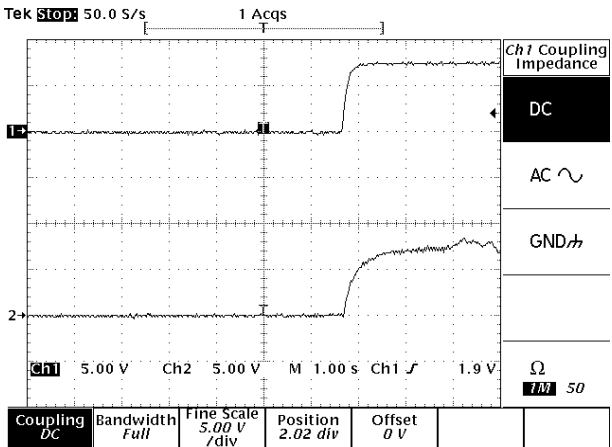
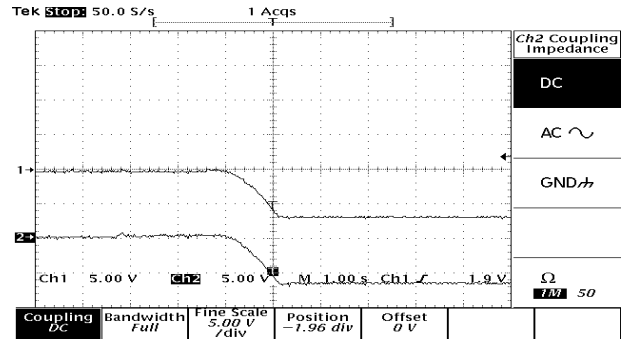
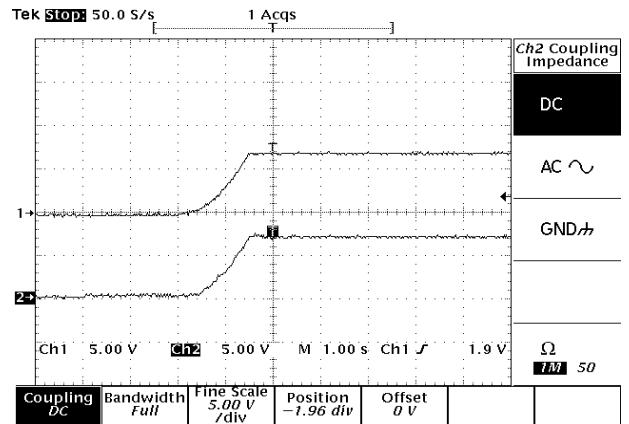


그림 6. 부하 보상 제어 시 펌프압력(10V/25bar)(ch1:펌프압력지령, ch2: 실제 펌프압력)  
Fig. 6. The pressure of pump controlled by a load compensation controller (10V/25bar) (ch1:reference pressure, ch2: real pressure).



(a)



(b)

그림 7. PID 속도 제어 시 유압 인버터 엘리베이터의 모터 속도(5V/(10m/min) (ch1: 모터속도 지령치, ch2: 실제 모터속도) a) 상승운전일 경우, b) 하강운전일 경우

Fig. 7. The motor speed of Hydraulic inverter-fed elevator controlled by PID controller (5V/(10m/min)(ch1: reference motor speed, ch2: real motor speed). a) Up operation , b) Down operation.

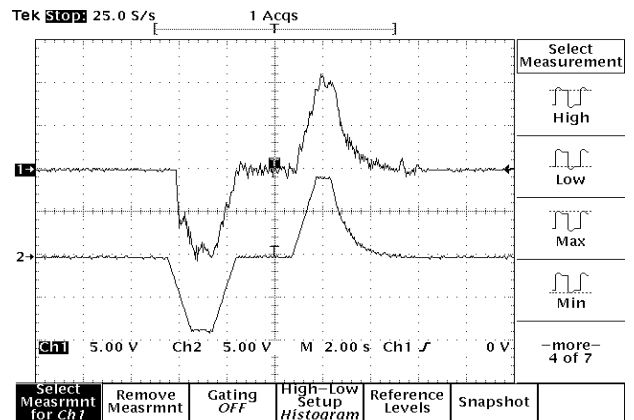


그림 8. PID제어 시 모터의 가속도 (ch1: 실제가속도, ch2: 가속도 명령)

Fig. 8. The motor acceleration speed controlled by PID controller (ch1: real acceleration speed, ch2: reference acceleration speed).

펌프압력이 진동하는 부분은 그 시점에서 부하보상을 완료하고 카가 이동하게 되어 약간의 진동이 발생하기 때문이다. 그림 7은 모터속도지령 치와 모터의 회전속도를 측정한 파형이다. DOWN 운전 시 속도지령 치를 잘 추종하고 있으나 UP 운전 시 실제 모터속도가 유압시스템 자체의 비선형으로 인해 저속구간에서 약간 흔들리는 현상을 볼 수 있다. 그림 8은 PID제어 시 모터의 가속도 응답을 측정한 파형이다. 제로 속도 영역에서 모터는 정지 마찰력으로 인하여 출발과 정지 시 진동이 약간 발생하지만 가속도 명령을 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

## V. 결 론

본 논문에서는 유압 인버터 엘리베이터의 비선형성과 유압 펌프의 누유량으로 인한 진동 및 속도 편차를 줄이고 시스템 안정 및 부하외란에 강인한 부하 보상 및 속도제어를 제안하였다. 제안한 부하보상 및 속도제어를 실험한 결과 모터 토크 응답 특성은 토크 명령에 빠르게 응답하고 있다. 또한 부하보상 및 PID 속도 제어 그리고 가속도 응답은 저속 구간에서 약간의 진동이 발생하였으나 명령에 잘 응답하고 있음을 실험 파형을 통하여 확인할 수 있었다. 따라서 제안한 부하보상 및 PID 속도제어기는 부하 변동에 강인하고 비선형인 유압 엘리베이터 시스템에 안정하고 좋은 속도 및 가속도 응답 특성을 갖는다.

## REFERENCES

- [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] K. Hatano and H. Kobayashi, "Advanced control hydraulic elevator," Japan Machinery Institute, Anthology of Lecture of Dynamics, No.910-3, pp. 59-62, 1991.
- [3] M. Iwasaki, Y. Kitoh, N. Matsui, "Disturbance Observer-based Nonlinear Friction Compensation In Servo Drive system," T. IEE Japan, vol.117-D, no.4, pp.456-462, 1997.
- [4] J. W. Choi and S. C. Lee, "Antiwindup Strategy for PI-Type Speed Controller," IEEE Trans. Ind. Electrtron., vol.56, pp.2039-2046, 2009.
- [5] F. Padula and A. Visioli, "On the Stabilizing

PID Controllers for Integral Processes," IEEE Trans. Autom. Control, vol.57, no.2, pp.494-499, 2012.

## 저 자 소 개



한 상 수(평생회원)

1985년 명지대학교 대학원  
전자공학과 공학석사

1995년 홍익대학교 대학원  
전자공학과 공학박사

1989년~현재 가천대학교 에너지  
IT학과 교수

<주관심분야 : 지능 및 퍼지제어, 전력전자제어,  
로봇시스템제어, 임베디드하드웨어 설계>