

언밸런스 방지를 위한 유압실린더의 궤적 추종 제어

최 종 환*

Trajectory Tracking Control of Hydraulic Cylinder Preventing from the Unbalance State

Jong-Hwan Choi*

ABSTRACT

The work to raise the bridge plate by using two hydraulic cylinders is very dangerous when generating the unbalance state between cylinders. For solving this problem, one cylinder is forced to follow the trajectory of another cylinder instead of applying the same trajectory to two cylinders at once. In this paper, the control method for dynamic stable on lifting the bridge plate is proposed. The simulation model is derived by using commercial software, AMESim and MatLab/simulink. The PID controller is designed on one cylinder for following the reference trajectory and the adaptive controller is designed on another cylinder for tracking the displacement of one cylinder. The performance improvement is shown by comparing the simulation results through computer simulation.

Key Words : Hydraulic Cylinder(유압실린더), Unbalance(불평형), Modeling(모델링), Interface(인터페이스), Adaptive Control(적응 제어), AMESim(유압전용 해석 프로그램)

1. 서 론

교각이 무너지는 사고가 발생한다면 개인적으로나 국가적으로 엄청난 손실을 입게 되므로 정기적인 점검과 보수가 필수적이다. 교각 상판의 이음새 부분에 크랙이나 연결편에 문제가 발생하면 상판의 무게를 고려하여 대형 크레인을 사용하거나 상판 하부에 유압실린더를 설치하여 일정한 높이만큼 들어 올려 문제가 되는 부분을 수리하게 된다. 이때 대형 크레인의 사용은 제약 조건이 많으므로 유압실린더를 많이

사용하고 있다. 상판을 들어 올릴 때 수평을 유지하지 못하면 무겁고 길이가 긴 상판이 한쪽으로 기울어져 대형 사고가 발생하게 된다.

유압실린더를 사용하여 교각의 상판을 들어올리기 위해서는 상판 양단의 하부에 유압실린더를 각각 설치하고 동일한 기준 궤적을 추종하도록 각각 독립적으로 제어를 설계하여 유압실린더를 동작시킨다. 이때 만약 한쪽 유압실린더에 외란이 발생하여 추종 성능이 악화되면 양쪽 유압실린더의 변위량에 차이가 생겨나고 상판의 수평 유지에 문제가 발생한다. 또한 변위의 차이가 발생되지 않더라도 상판의 상승 또는 하강 속도가 일정하지 않아 상판이 심하게 흔들거리면 작업자는 불안감을 느끼게 된다. 이와 같은

* 교신저자 : 부경대학교 기계공학부
E-mail : choijh2007@pknu.ac.kr

현상을 해결하기 위하여 양쪽 유압실린더의 기준 궤적을 동일하게 적용하지 않고 서로 다른 궤적을 추종하도록 한다. 한쪽 유압실린더(A)의 변위는 계획된 기준 궤적을 추종하도록 제어기를 설계하고, 다른 한쪽 유압실린더(B)의 변위는 다른 유압실린더(A)의 실제 변위를 추종하도록 제어기를 설계한다. 또한 외란 등을 고려하여 유압실린더의 상승 및 하강 속도를 일정하게 유지하기 위하여 강인제어기 설계가 필요하다.

본 연구에서는 두 개의 유압실린더를 사용하여 교각의 상판을 수평으로 들어 올리는 작업을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 구현하였다. 시뮬레이션 모델은 유압전용 해석 프로그램인 IMAGINE S.A에서 개발한 AMESim을 사용하여 교각의 상판 및 유압시스템을 구성하였고, 제어기 설계는 MatLab/simulink를 사용하였다. 전체 시스템은 프로그램과의 인터페이스를 통하여 구성하였다. 상판을 수평으로 들어 올릴 때 언밸런스 방지를 위한 알고리즘은 한쪽 유압실린더에 PID 제어기를 설계하여 계획된 기준 궤적을 추종하도록 하며, 다른 한쪽 유압실린더에는 적응제어기를 설계하여 한쪽 유압실린더의 실제 변위를 추종하여 양쪽 유압실린더의 변위차를 줄이도록 하였다. 제안된 제어시스템의 성능을 PID 제어기로 구성된 제어시스템의 성능과 비교하였다.

2. 시뮬레이션 모델

교각의 상판을 수평으로 들어 올리는 작업에서 상판의 크기 및 하중은 크고 유압실린더에서는 고압이 요구된다. 본 연구에서는 IMAGINE S.A에서 개발한 AMESim을 사용하여 유압시스템을 구성하고, Mat-Lab/simulink를 사용하여 제어기를 설계하며 데이터 인터페이스를 통하여 시뮬레이션 한다.

Fig. 1은 교각의 상판을 들어올리기 위한 모델의 개략도를 나타내고 있고, Fig. 2는 AMESim을 사용하여 구성된 시뮬레이션 모델을 나타내고 있다. 교각 상판 양쪽에 각각 독립된 두 개의 유압실린더가 설치된다.

유압 작동유의 물성치는 오일 메이커에서 제공하는 값들을 사용하며, Table 1에 작동유의 물성치를 나타내고 있다. 펌프는 고정 토출 유량 펌프로 선정하

고, 펌프의 토출 유량은 350[cc/rev]으로 한다. 이때 모터의 회전수는 190[rpm]으로 일정하다. 밸브는 스펴이 내장된 비례전자밸브 형태로 선정한다. 스펴의 동작 범위는 중립점에서 $\pm 10[\text{mm}]$ 이며, 작동 주파수는 2[Hz], 밸브를 동작시키는 최대 입력값은 40 [mA]로 선정한다. 이때 입력과 스펴 변위는 비례하는 것으로 가정한다. 스펴 변위에 대한 개구면적은 실제 밸브에 적용되고 있는 데이터를 사용하였으며,

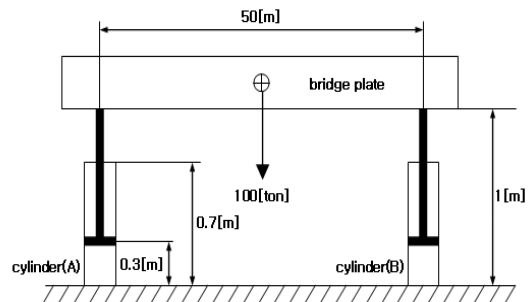


Fig. 1 Schematic diagram of simulation model

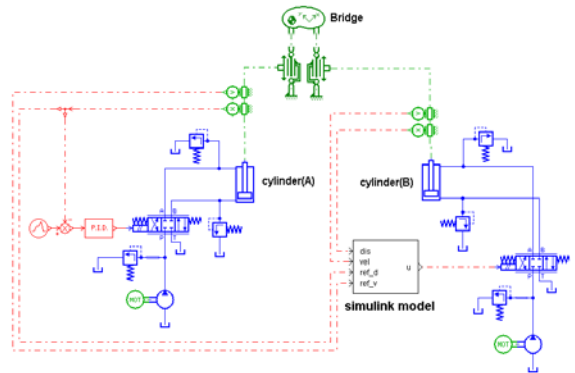


Fig. 2 Simulation model using AMESim

Table 1 Parameters for hydraulic fluid

para.	value	unit
Density	850	kg/m ³
Bulk modulus	17000	bar
Kinematic viscosity	51	cSt
Fractional air content	0.1	%
Temperature	50	°C

Fig. 3은 밸브의 개구면적 선도를 나타내고 있다. 스톱의 변위에 대하여 개구면적은 비선형으로 구성되며, 유압실린더가 하강할 때는 자중을 고려하여 개구면적이 작게 설치되어 있다.

두 개의 유압실린더는 펀로드 실린더를 사용하며, 유압실린더의 사양을 나타내면 Table 2와 같다.

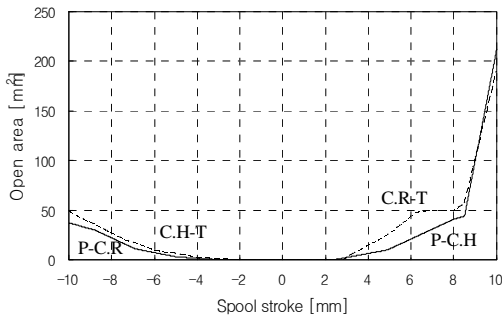


Fig. 3 Open area of spool valve

Table 2 Parameters for hydraulic cylinder

para.	value	unit
initial displacement of piston	0.3	m
piston diameter	184	mm
rod diameter	127	mm
length of stroke	0.7	m
viscous friction coefficient	500	N/(m/s)

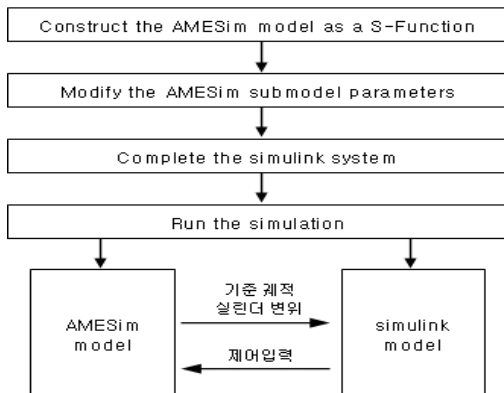
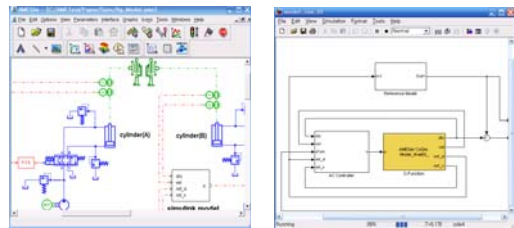


Fig. 4 Flow chart of simulation model

시뮬레이션은 AMESim을 사용한 유압시스템과 MatLab/simulink를 사용한 제어를 인터페이스하여 실행하였다. Fig. 4는 시뮬레이션할 때 인터페이스 과정을 나타내고 있다. AMESim에서는 “Simu- -Cosim” 블록을 사용하여 simulink와 인터페이스하고, simulink에서는 “S-Function” 블록을 지정하여 AMESim과 인터페이스한다^[1,2]. 인터페이스 데이터는 AMESim 모델에서 생성되는 유압실린더의 변위와 속도, MatLab/simulink 모델에서 생성되는 제어 입력이다. Fig. 5는 인터페이스를 통해 실제 시뮬레이션 과정을 나타낸다. simulink 상에서 시뮬레이션 시작을 지정하면 MatLab 상에서 인터페이스 정보가 나타나고, AMESim과 인터페이스한다. 이때 증분시간을 동일하게 지정하고 인터페이스 데이터의 단위를 동일하게 지정해야 한다^[2].

3. 제어기 설계

수평을 유지하며 교각 상판을 들어올리기 위한 본 연구에서의 알고리즘은 한쪽 유압실린더(A)에 PID 제어를 설계하여 변위를 계획된 기준 궤적에 추종하도록 하고, 다른 한쪽의 유압실린더(B) 변위를 한쪽 유압실린더(A)의 실제 변위에 추종하도록 적응제어를 설계한다. 적응제어를 설계하기 위하여 2장에서 구성한 유압실린더 모델을 선형화한다.



(a) AMESim

(b) simulink



(c) MatLab

Fig. 5 Simulation interface

펌프에서 토출된 유량은 스폴밸브의 개구면적을 지나 유압실린더로 공급되면 압력이 형성되어 유압실린더의 변위가 발생한다. 스폴밸브를 지나 유압실린더로 공급되는 유량을 오리피스 방정식을 적용하여 나타내면 식(1)과 같다^[3].

$$Q = k_1 u - k_2 P \quad (1)$$

여기서 u 는 스폴밸브를 동작시키는 신호, P 는 유압실린더의 압력을 나타낸다. k_1 과 k_2 는 유량계수 및 유량-부하압력 계수를 각각 나타낸다.

연속방정식을 적용하여 유압실린더의 압력 변화율을 나타내면 식(2)와 같다^[3].

$$Q = A_p \dot{x} + \frac{V}{4\beta} \dot{P} \quad (2)$$

여기서 x 는 유압실린더 변위를 나타내며, A_p , β , V 는 각각 유압실린더의 피스톤 면적, 작동유의 체적탄성계수, 유압실린더의 체적 등을 나타낸다.

유압실린더의 운동방정식을 나타내면 식(3)과 같다.

$$A_p P = M \ddot{x} + B \dot{x} + K x \quad (3)$$

식(1)~(3)을 라플라스 변환하여 스폴밸브의 입력 신호에 대한 유압실린더의 변위의 전달함수를 나타내면 식(4)와 같다.

$$G(s) = \frac{X}{U} = \frac{b}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (4)$$

$$\text{여기서 } a_0 = k_2 K, \quad a_1 = \frac{KV}{4\beta} + k_2 B + A_p^2$$

$$a_2 = k_2 + \frac{BV}{4\beta}, \quad a_3 = \frac{MV}{4\beta}$$

$$b = A_p k_1$$

모델기준 적응제어 기법을 적용하여 유압실린더의 변위를 제어하기 위한 블록신도를 나타내면 Fig. 6과 같다^[4,5].

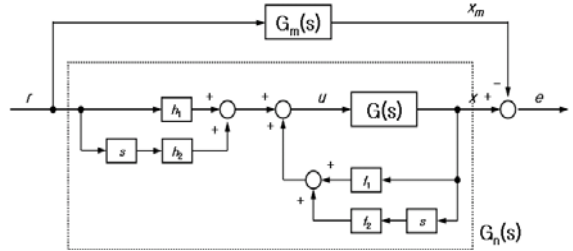


Fig. 6 Block diagram of cylinder control system using an adaptive controller

여기서 $G(s)$ 는 유압실린더 모델의 전달함수, $G_m(s)$ 는 기준 모델의 전달함수를 나타낸다. 적응 제어기는 피드포워드 제어기와 피드백 제어기로 구성되며, h_1 , h_2 , f_1 , f_2 는 제어기의 게인들을 나타낸다.

Fig. 6에서 기준 궤적 $R(s)$ 에 대한 유압실린더의 변위 $X(s)$ 의 폐루프 전달함수를 나타내면 식(5)와 같다.

$$G_n(s) = \frac{X(s)}{R(s)} = \frac{b(h_2 s + h_1)}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + (b f_2 + a_1) s + a_0 + b f_1} \quad (5)$$

식(5)에서 유압실린더의 폐루프 전달함수는 극·영점 상쇄에 의하여 2차 전달함수로 근사시킬 수 있으므로 기준 모델을 ITAE의 기준에 근거로 하여 2차 전달함수로 선정하면 식(6)과 같다.

$$G_m(s) = \frac{X_m(s)}{R(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 1.4142 \omega_n s + \omega_n^2} \quad (6)$$

여기서 ω_n 은 유압실린더의 동특성을 반영하는 절점주파수를 나타낸다.

적응 제어시스템에서는 유압실린더의 폐루프 전달함수와 기준 모델과의 오차를 최소화시키므로 식(7)을 만족해야 한다.

$$G_n(s) \cong G_m(s) \quad (7)$$

식(7)을 성립하기 위하여 식(5), (6)에서 제어기 게인들을 유도하면 식(8)과 같다.

$$h_2 = \frac{a_3}{b} \omega_n^2 \quad (8.a)$$

$$h_1 = \frac{a_2}{b} \omega_n^2 - 1.4142 \omega_n h_2 \quad (8.b)$$

$$f_2 = h_2 + \frac{1.4142}{\omega_n} h_1 - \frac{a_0}{b} \quad (8.c)$$

$$f_1 = h_1 - \frac{a_0}{b} \quad (8.d)$$

$$h_1(t) = \frac{a_2}{b} \omega_n^2 - 1.4142 \omega_n h_2(t) \quad (13.a)$$

$$f_2(t) = h_2(t) + \frac{1.4142}{\omega_n} h_1(t) - \frac{a_0}{b} \quad (13.b)$$

$$f_1(t) = h_1(t) - \frac{a_0}{b} \quad (13.c)$$

식(8)에 표현된 4개의 제어기 게인들은 h_2 의 함수로 이루어져 있으므로 h_2 를 적응시키면 나머지 게인들도 적응되어질 수 있다.

이제 적응 오차를 유압실린더 모델의 출력과 기준 모델의 출력과의 오차로 정의하면 식(9)와 같다.

$$e(t, h_2) = x(t, h_2) - x_m(t) \quad (9)$$

한편, 평가함수를 적응 오차의 제곱의 평균으로 나타내면 식(10)과 같다^[6].

$$J(h_2) = \frac{1}{2} \| e(t, h_2) \|^2 \quad (10)$$

제어기 게인 h_2 의 적응을 위하여 게인의 변화율에 경사 추정법을 적용하여 평가함수 기울기의 반대방향이 되도록 하면 식(11)과 같다^[6,7].

$$\begin{aligned} \frac{dh_2(t)}{dt} &= -\gamma_0 \frac{\partial J}{\partial h_2} = -\gamma_0 e \frac{\partial e}{\partial h_2} \\ &= -\gamma e x_m(t) \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 γ 는 설계 변수인 적응 게인을 의미한다.

식(11)을 적분하여 제어기 게인을 나타내면 식(12)와 같다.

$$h_2(t) = h_2(0) - \gamma \int_0^t e x_m(t) dt \quad (12)$$

식(12)를 식(8)에 대입하여 나머지 3개의 제어기 게인들을 구하면 식(13)과 같다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

시뮬레이션에서 기준 궤적은 교각 상판을 일정한 속도로 상승시켰다가 하강시키는 것으로 하였다. 상승과 하강시간은 각각 10[s]로 선정하였고, 상승과 하강 속도는 동일하게 0.03[m/s]로 선정하였다. 상판을 수평으로 유지하기 위한 두 개의 유압실린더 변위의 허용 오차 범위는 ± 3 [cm] 이내로 설정하였다.

계획된 기준 궤적을 추종하기 위하여 유압실린더(A)에 PID 제어기를 설계하였고, 유압실린더(A)의 실제 변위를 추종하기 위하여 다른 유압실린더(B)에도 PID 제어기를 설계하였다. PID 제어기의 게인은 과도 응답 특성과 시행착오법을 적용하여 선정하였으며, Table 3에 나타내고 있다. 또한 본 연구에서 제안하는 유압실린더(A)의 실제 변위를 추종하기 위한 유압실린더(B)에 설계된 적응 제어기의 설계 게인을 나타내면 Table 3과 같다.

Fig. 7은 교각의 상판을 들어 올리는 계획된 기준 궤적과 유압실린더(A)의 변위를 나타내고 있다. 상판을 들어 올리는 높이는 30[cm]로 선정하였고, 상승과 하강 속도는 일정하게 선정하였다. 유압실린더(A)의 경우 시작점과 피스톤 속도의 방향이 변하는 10[s] 부근에서 시간지연이 나타나며, 상판이 하강할 때 자중에 의하여 변위의 진동이 나타나고 있다.

Fig. 8~11은 본 연구에서 제안하고 있는 유압실린더(A)의 실제 변위를 기준 궤적으로 고려하여 유압실린더(B)의 변위를 추종시키는 제어성을 나타내고 있다. Fig. 8은 PID 제어기와 적응 제어기의 제어입력을 나타내고 있다. 제어입력의 범위는 ± 40 이내로 한정한다. 적응 제어기의 제어입력은 PID 제어기의 제어입력과 비교하여 안정적으로 변하고 있으며, 상판

이 하강하는 10[s] 이후 PID 제어기의 제어입력에서 는 진동이 심하게 발생하고 있다.

Table 3 Controller type

	cylinder(A)	cylinder(B)
case. I	PID (P:300, I:500, D:50)	PID (P:5000, I:800, D:100)
case. II	PID (P:300, I:500, D:50)	AC ($\omega_n : 55, \gamma : 0.0001,$ $h_2(0) : 17$)

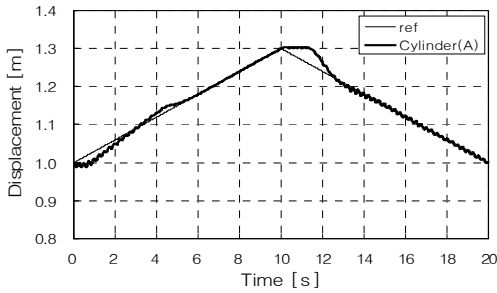


Fig. 7 Cylinder displacement

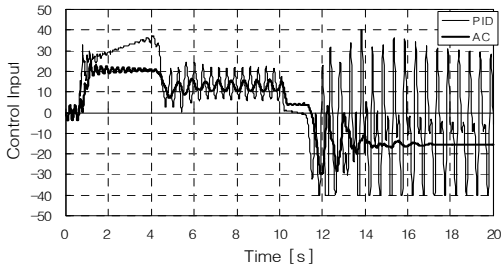


Fig. 8 Control input

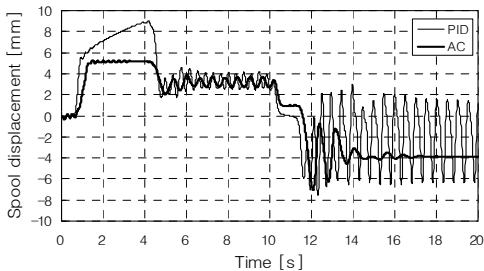
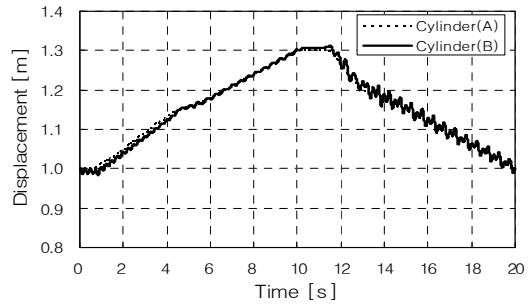


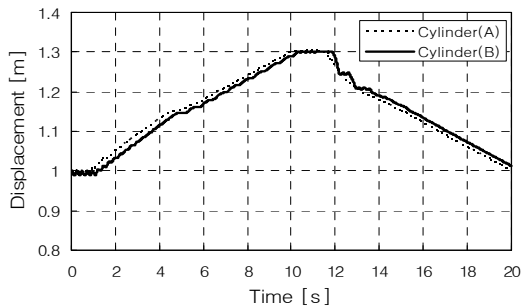
Fig. 9 Spool displacement

Fig. 9는 각각의 제어기를 적용한 경우 스톱밸브의 스톱 변위를 나타내고 있다. 스톱 변위의 범위는 ± 10 [mm] 이내로 한정한다. 제어입력에 의하여 적응 제어기를 적용한 경우 스톱 변위는 안정적으로 변하고 있으나, PID 제어기를 적용한 경우 진동이 심하게 나타나고 있다.

Fig. 10은 각각의 제어기를 적용한 경우 기준 궤적인 유압실린더(A)의 실제 변위와 제어대상인 유압실린더(B)의 변위를 나타내고 있다. PID 제어기를 적용한 경우 유압실린더(B)의 변위는 기준 궤적인 유압실린더(A)의 변위를 양호하게 추종하고 있으나, 지속적으로 진동이 발생하고 있다. 특히 변위가 감소하는 10[s] 이후에는 교각 상판의 자중에 의하여 진동이 심하게 발생하고 있다. 이에 비교하여 적응 제어기를 적용한 경우 유압실린더(B)의 변위는 기준 궤적을 따라 안정적으로 변하고 있다.



(a) using PID controller

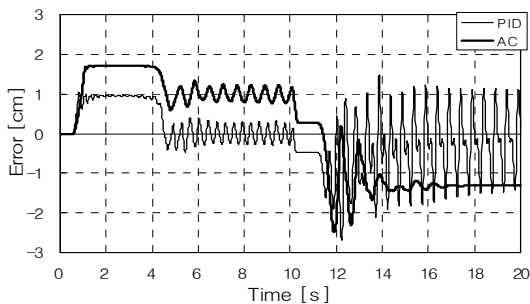


(b) using Adaptive controller

Fig. 10 Cylinder displacement

Fig. 11은 기준 궤적인 유압실린더(A)의 실제 변위

와 제어대상인 유압실린더(B)의 변위와의 오차를 나타내고 있다. 각각의 제어기를 적용한 경우 두 개의 유압실린더 변위의 오차는 허용오차 범위인 $\pm 3[\text{cm}]$ 이내에 존재한다. 적응 제어기를 적용한 경우 상판의 상승과 하강시 편차가 존재하나, 진동의 폭이 크지 않다. 그러나 PID 제어기를 적용한 경우 진동이 심하게 발생하고 있고, 이로 인하여 상판의 운동이 안정적이지 못하여 사고 발생 우려에 대한 작업자의 불안감이 고조될 것으로 사료된다.



11 Error

5. 결 론

본 연구에서는 유압실린더를 사용하여 교각의 상판을 들어 올릴 때 언밸런스가 발생하지 않도록 하기 위하여 한쪽 유압실린더에는 PID 제어기를 설계하고, 다른 한쪽 유압실린더에는 적응 제어기를 설계하여 PID 제어기로 동작되는 유압실린더의 실제 변위를 추종하도록 하였다. 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 시뮬레이션 모델의 신뢰성을 높이기 위하여 유압전용 해석 프로그램인 AMESim과 제어기 설계가 용이한 MatLab/simulink를 사용하였고, 인터페이스를 통하여 제안된 알고리즘을 적용하였다. 시뮬레이션을 통하여 상판을 들어 올리는 작업 환경을 구현할 수 있었다.
2. 유압실린더의 실제 변위를 추종하기 위하여 PID 제어기를 설계한 경우 추종 성능을 향상시키기 위해 P게인을 증가시키면 진동의 폭이 증가하여 양

쪽 유압실린더의 변위차가 증가하여 언밸런스가 발생되기도 하였고, P게인을 감소시키면 진동의 폭은 감소하나 추종 성능이 악화됨을 확인할 수 있었다.

3. 양쪽 유압실린더의 언밸런스 방지를 위하여 적응 제어기를 설계한 경우 유압실린더의 변위차는 존재하나 허용 오차 범위 내에 존재하며, PID 제어기를 적용한 결과와 비교하여 변위의 진동 폭이 크지 않아 작업자의 불안감이 해소될 것으로 사료된다. 또한 적응 제어기를 설계할 때 적응 게인 γ 의 영향보다는 기준 모델의 절점 주파수 ω_n 과 h_2 의 초기값의 영향이 크다는 것을 확인할 수 있었다.

후 기

본 논문은 볼보그룹코리아(주)의 연구과제인 "Development of Hydraulic/Dynamic Simulation for Energy Efficiency Tool & Method" 사업결과의 일부이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. AMESim User's Manual ver. 4.2, IMAGINE, 2004.
2. AMESim, MATLAB/Simulink interface ver. 4.2, IMAGINE, 2004.
3. Merritt, H. E., Hydraulic Control System, New York:Wiley, 1967.
4. Chiang, M. H., Adaptive Achsregelung für Hydraulikbagger, PhD thesis, Aachen Techn. Hochsch., 1998.
5. Choi, J. H., "Wheel Slip Control of ABS using Adaptive Control Method", Journal of KSMPE, Vol. 5, No. 3, pp.71-79, 2006.
6. Bu, F., Yao, B., "Observer Based Coordinated Adaptive Robust Control of Robot Manipulators Driven by Single-Rod Hydraulic Actuators", Proc. of IEEE Conf. on Robotics and Automation, pp.3034-3039, 2000.
7. Astrom, K. J., Adaptive Control, Addison-Wesley Publishing Company, 1995.