

고유 진동수 및 댐핑이 작은 유압 서보 제어 시스템에서의 강인 제어기 응용

Robust Controller of Hydraulic Servo System with Large Inertia Load

진 성무, 임 상목, 이 정오 (한국과학기술원)

1. 서론

근래의 서보 제어용 액츄에이터의 사용 경향은, 전기 서보 모터 및 그 제어 기술의 발전으로, 중간 용량이내의 제어 시스템 분야에서 전기 서보 모터를 사용한 시스템의 채용이 급증하고 있는 추세이다. 그러나 대용량에서는 아직까지 가격에 대한 성능, 단위 중량에 대한 동력 및 제어의 용이성 등을 고려할 때 유압 시스템이 유리하다.^{[1],[2]} 또한 근래에는 이같은 대용량의 장비에 적용되는 유압 시스템을 자동화하려는 경향이 증가하고 있다. 그러나 대용량의 장비는 모델링이 매우 복잡하고, 다양한 외란(큰 외력, 마찰력, ...)이 작용하며 시스템의 관성 부하의 크기가 클뿐만 아니라 그 변동 범위도 크다.

위의 모델링 및 외란 특징에서 정상 상태 에러가 없고 신뢰성 있는 응답을 얻기 위해서는 강인 제어기(robust controller)의 적용이 필요하며, 서보 모터 시스템에 대하여 강인 제어기의 응용에 대한 연구가 S. M. Chin^{[3],[4]}에 의해 수행되었다.

또한 이와같은 시스템에서는 경우에 따라 유압 호스의 사용이 불가피하다. 그러나 유압 호스를 사용해 연결된 큰 관성 부하를 갖는 시스템은 유체의 고유 진동수가 매우 작을 뿐만 아니라 댐핑도 매우 작다. 이와같은 유압 시스템의 적은 고유 진동수 및 댐핑 특성은 강인 제어기의 응용을 매우 어렵게 한다. 또한 적은 댐핑으로부터 나타나는 매우 큰 피크는 시스템의 bandwidth를 더욱 제한시키는 역할을 한다.

이에 대해 지금까지 수행된 연구는 댐핑을 증가시켜 시스템의 bandwidth를 유압 시스템의 고유 진동수 부근까지 올려 시스템의 응답 속도를 증가시키기 위한 연구였다. 시스템의 댐핑을 증가시키는 방법은 센서를 이용한 소프트웨어적인 방법과 하드웨어적인 방법이 있다. 하드웨어적인 방법으로는 밸브 자체에 부하 압력 제한 유로를 구성하는 방법^[5], 두 제어 포트의 사이^[6] 또는 두 제어 포트 각각^[7]에 transient stabilizer tank를 설치하는 방법이 있고, 소프트웨어적인 방법으로는 부하 압력

을 압력 센서를 이용해 측정하여 제어기에 반환^{[8],[9],[10],[11]}시키는 방법, 측정된 가속도를 반환시키는 방법이 있다.

그러나 부하 압력을 반환시키는 방법은 중력이나 마찰력등의 외력의 작용에 의해 정상 상태 에러의 야기 및 강성(static stiffness)의 저하를 야기시키기 때문에 이를 방지하기 위해 압력 반환 루프에 어떤 형태로든 high pass filter를 설치하였다. 또한 소프트웨어적인 압력 반환을 이용한 직렬 제어기(cascade controller)에 대한 연구가 N. Sepehri^[10] 및 S. M. Lim^[11]에 의해 수행되었다.

N. Sepehri등에 의해 수행된 연구는 S.T.R.(self tuning regulator)에서 설계 변수를 줄이기 위해 전체 시스템에 각 동 시스템부를 분리하였으며, 이 분리된 구동부를 제어하기 위해 S.T.R.의 출력과 반환된 부하 압력을 이용한 직렬 제어기를 구성하여 시뮬레이션을 이용해 응답 특성을 관찰하였으며, S. M. Lim은 내부의 압력 반환 직렬 제어기의 유무에 따른 상태 변수 반환 제어기의 응답 특성을 관찰하였다.

따라서 본 논문에서는 고유 진동수 및 댐핑이 작은 유압 서보 시스템에 소프트웨어적인 방법으로 부하 압력 또는 가속도를 반환시키는 방법을 적용하여 시스템의 bandwidth를 유압 시스템의 고유 진동수 영역까지 확대시키고, 응답 특성의 신뢰성을 증가시키기 위해 직렬 제어기가 없을 경우에는 적용이 어려운 강인 제어기(robust controller)를 압력 또는 가속도 반환 제어기의 앞 부분에 직렬로 배치하여 실험을 통하여 그 성능을 관찰한다.

2. 이론

2.1 유압 서보 모터 시스템

전기 유압식 서보 모터 시스템은, 서어보 밸브를 이용하여, 펌프에서 공급된 고압의 유체가 유압 모터의 구동축을 회전시

키는 장치로 다음과 같은 일반적인 가정을 적용한다. 즉 공급 압력은 일정하고, 귀환 포트의 압력, 서보 제어기 및 서보 밸브의 동특성은 무시하며, 시스템에는 스프링 부하가 작용하지 않으며, 서보 밸브는 matched, symmetric orifice로 이루어진 영중합 밸브(critical center valve)라는 가정을 이용하여 서보 밸브의 유량 방정식, 유압 모터 양 챔버의 연속 방정식 및 토크 평형 방정식을 선형화하여 정리하면 참고 문헌^[12]으로부터 다음의 식(1)을 얻을 수 있다. 이에 압력 제환 제어기를 포함시킨 블록 선도가 그림 1. 가속도 제환 제어기를 포함시킨 블록 선도가 그림 2에 도시되어 있다.

$$\theta_m(s) = \frac{\frac{K_a}{D_m} x_v - \frac{K_{ca}}{D_m^2} \cdot (1 + \frac{V_i}{4\beta_p K_{ca}} S) T_L}{\frac{V_i J_i}{4\beta_p D_m^2} S^3 + (\frac{K_{ca} J_i}{D_m^2} + \frac{V_i B_m}{4\beta_p D_m^2}) S^2 + (1 + \frac{K_{ca} B_m}{D_m^2}) S} \quad (1)$$

위의 식(1)에 사용된 변수의 정의 및 값은 다음의 표1과 같다.

표 1. 시스템 변수의 정의 및 값

변 수	값(MKS 단위)	정 의
K_a	15.9×10^{-6}	서보밸브의 유량계인
D_m	1.32×10^{-6}	서보 모터의 용적
J_i	0.01-0.06	관성 모멘트
B_m	0.01	점성 마찰 계수
V_i	36×10^{-5}	총 체적
β_p	7500×10^5	체적 탄성 계수
K_{ca}	2.1×10^{-12}	총 누설 계수
P_s	70×10^5	공급 압력
X_v		서보 밸브의 스톱 변위
T_L		임의의 외력 토크
θ_m		모터 축의 각 위치
S		라프라스 연산자

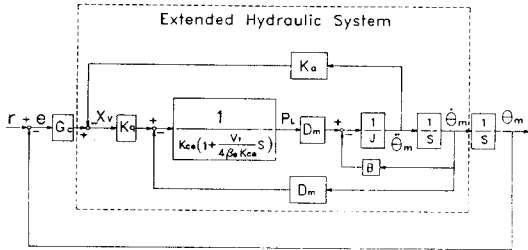


그림 1 압력 제환 제어기의 블록 선도

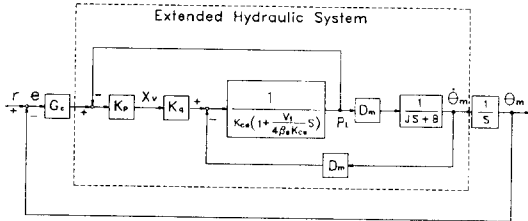


그림 2 가속도 제환 제어기의 블록 선도

$$\theta_m(s) = \frac{\frac{K_a}{D_m} K_p x_v}{\frac{V_i J_i}{4\beta_p D_m^2} S^3 + (\frac{J_i}{D_m^2} (K_{ca} + K_p K_a) + \frac{V_i B_m}{4\beta_p D_m^2}) S^2 + (1 + \frac{B_m}{D_m^2} (K_{ca} + K_p K_a)) S} \quad (2)$$

식(2)는 그림1의 압력 제환을 이용한 확장된 유압 시스템의 개루프 전달 함수이며, 이에 표1에 주어진 변수값을 사용하여 직렬 제어기의 게인값(K_p)을 결정한다.

$$\theta_m(s) = \frac{\frac{K_a}{D_m} x_v}{\frac{V_i J_i}{4\beta_p D_m^2} S^3 + (\frac{K_{ca} J_i}{D_m^2} + \frac{D_m K_a K_c}{D_m^2} + \frac{V_i B_m}{4\beta_p D_m^2}) S^2 + (1 + \frac{K_{ca} B_m}{D_m^2}) S} \quad (2)$$

식(3)은 그림2의 가속도 제환을 이용한 확장된 유압 시스템의 개루프 전달 함수이며, 이에 표1에 주어진 변수값을 사용하여 직렬 제어기의 게인값(K_a)를 결정한다.

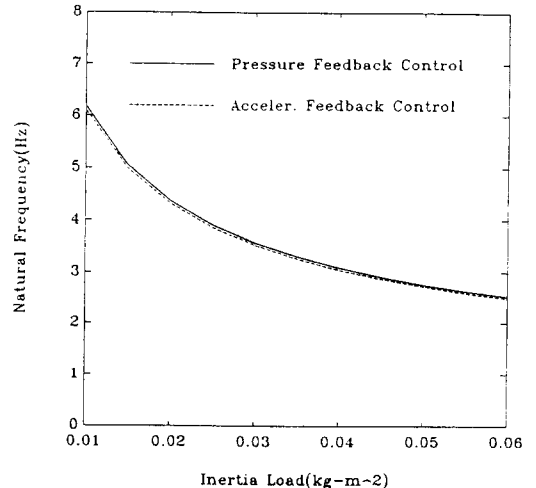


그림 3 압력 및 가속도 제환 시스템의 관성에 따른 고유 진동수

3. 제어기 설계

3.1 직렬 제어기의 설계

그림1, 2의 직렬 제어기의 설계는 이를 포함한 확장된 유압 시스템의 뎀핑 계수가 0.7을 갖도록 게인값을 조정한다^[7]. 이때 관성은 최소 관성값을 사용하며, 이는 관성의 증가에 따라 뎀핑 계수가 증가하기 때문이다.

그림3은 위의 두 게인값을 사용할 때의 관성 변화에 대한 확장된 유압 시스템의 고유 진동수를 계산에 의해 구한 결과이고 그림4는 관성 변화에 대한 확장된 유압 시스템의 댐핑 계수를 계산에 의해 구한 결과이다.

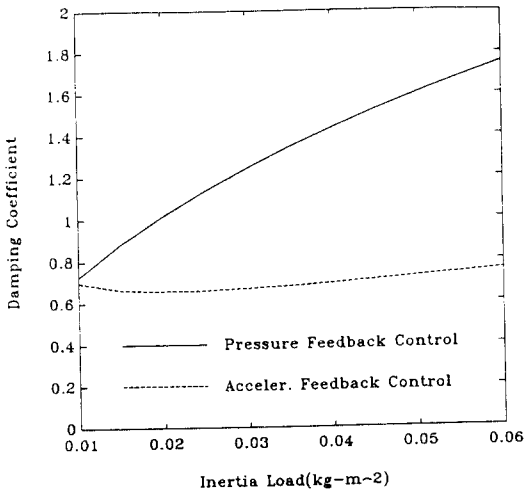


그림 4 압력 및 가속도 제환 시스템의 관성에 따른 댐핑 계수

그림3, 4의 계산 결과에서 다음과 같은 사실을 알 수 있다. 압력 제환 및 가속도 제환 모두 고유 진동수의 크기 및 관성에 따른 변화 경향은 거의 동일하며 그 크기가 매우 작다. 그러나 댐핑 계수의 변화 경향은 매우 다르다는 사실을 알 수 있다. 가속도 제환의 경우는 관성의 증가에 따라 미소하게 증가하나 압력 제환의 경우는 관성 증가의 제곱근에 거의 비례하게 증가한다. 따라서 최대 관성에서는 양자 사이에 매우 큰 댐핑 계수의 차이가 나타나며 이로 인해 시스템의 bandwidth를 더 증가시킬 수 있다.

3.2 주 제어기의 구성

본 논문에서는 2개의 주 제어기를 실험에 사용했다. 첫번째 주 제어기로는 비례 제어기를 사용하였다. 이는 이론적으로 계산된 내부 루프의 역할 즉 댐핑을 증가시키는 기능을 실험을 통해 확인하기 위한 제어기이다. 이때의 비례 제어 게인의 결정은 관성이 최소일때 영에서 시작하여 오버슈트 없이 기준 입력에 정착하는 게인을 선정했다. 두번째 주 제어기는 지금까지 주로 사용되던 상태 변수 제환 제어기^[13]를 사용하여 얻기 어려운, 관성의 변화에 대한, 응답의 신뢰성을 얻기 위하여 기존의 analog PID 제어기를 사용하였으며 게인의 결정은 최소 관성시 상승 구간에서 진동 경향이

작으면서 정상 상태 에러가 최소가 되도록 결정했다.

4 실험 장치 및 실험 결과

4.1 실험 장치

본 연구에 사용된 실험 장치는 서보 밸브, 서보 모터 및 관성을 변화시킬 수 있는 부분과 센서로서 2개의 압력 센서와 로터리 엔코더로 이루어졌다. 여기에서 서보 밸브와 서보 모터 사이의 연결은 유압 호스를 사용하여 연결했으며, 이는 유압 시스템의 체적을 증가시키는 기능과 체적 탄성 계수를 감소시키는 기능^[14]을 함으로 해서 고유 진동수 및 댐핑 계수를 매우 감소시킨다.

제어기로는 IBM 386 type PC를 사용했고 샘플링 시간은 0.005 초이며 압력 센서용 앰프의 필터링 주파수는 100Hz이다. 또한 가속도는 엔코더의 위치 신호를 2번 수치 미분하여 사용했으며 이때 100Hz의 1차 저주파 필터를 사용하였다.

4.2 실험 결과

그림5는 4종류의 관성에 대해서 내부에 직렬 제어기가 없는 경우, 부하 압력 제환 제어기가 있는 경우 및 가속도 제환 제어기가 있는 경우에 대해 외부의 주 제어기로 P 제어기를 사용하여 실험한 결과이다. 실험 결과에서 압력 제환이 있는 경우가 오버슈트가 가장 적고 상승 시간도 길다. 즉 이론에 의해 알 수 있는 바와 같이 압력 제환이 있는 시스템이 댐핑이 가장 크다는 사실을 알 수 있으며, 내부에 제환이 없는 경우가 댐핑이 가장 적다. 또한 이와같은 경향은 관성의 증가에 따라 더욱 증가한다.

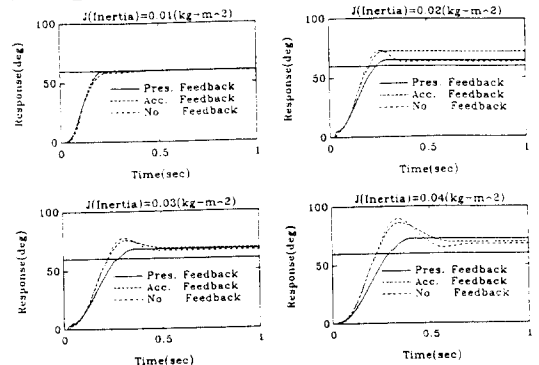


그림 5 비례 주 제어기에서 직렬 제어기의 영향

그림6은 위의 3 종류의 내부 제어기에서 관성이 증가함에 따

큰 비례 주 제어기의 응답 특성이다.

내부에 압력 제환 제어기가 있는 경우는 매우 큰 댐핑에 의해 오버슈트가 전혀 발생하지 않고 정상 상태 에러는 관성이 증가함에 따라 증가한다. 즉 매우 큰 댐핑에 의해 회전 방향의 역전이 매우 어렵다. 내부에 가속도 제환 제어기가 있는 경우는 어느 정도의 댐핑이 있기 때문에 $0.02(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$ 를 초과하는 관성부터 오버슈트가 발생한다.

내부에 제환 제어기가 없는 경우는 댐핑이 매우 작기 때문에 가장 적은 관성($0.01 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$)에서부터 오버슈트가 발생한다.

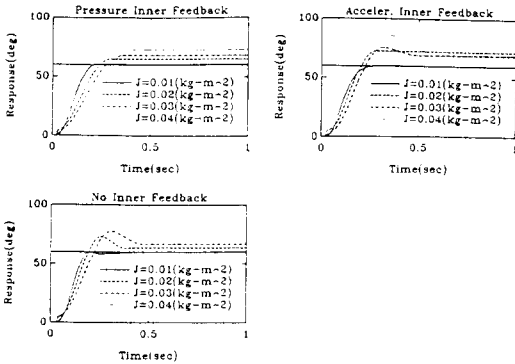


그림 6 비례 주 제어기 내부의 각 직렬 제어기에서의 관성의 영향

그림7은 내부에 압력 제환 통로가 있고 외부에 PID 제어기를 장착한 경우의 실험 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 관성의 변화에 대해 비교적 양호한 응답 특성을 나타낸다.

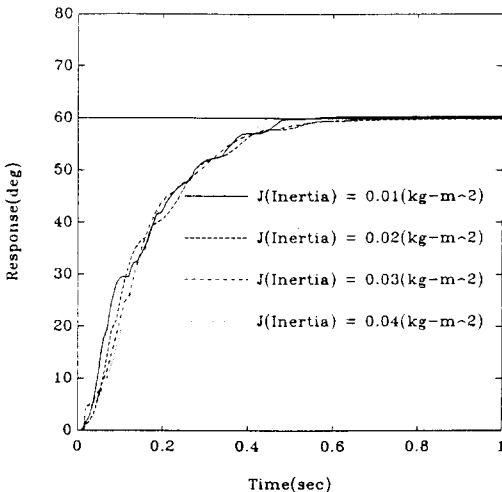


그림 7 압력 제환 시스템에서의 PID 응답 특성

5. 결론

본 연구에서는 댐핑 및 고유 진동수가 매우 낮은 유압 서보

모터 시스템의 bandwidth를 증가시키기 위한 방법으로 주 제어기 내부에 직렬로 부하 압력 또는 가속도를 제환시키는 직렬 제어기를 도입하고, 각각에 대해 관성이 변할때 유체의 고유 진동수 및 댐핑의 변화를 고찰하고 이를 실험을 통하여 확인했다. 또한 내부에 압력 제환 제어기가 있는 시스템 외부의 주 제어기로 PID 제어기를 적용하여 관성의 큰 변화에도 불구하고 비교적 양호한 응답 특성을 얻었다.

그러나 다음과 같은 사항에 대한 고찰이 더 필요하다. 즉 내부에 가속도 제환이 있는 시스템 및 제환이 없는 시스템의 외부에 주 제어기로 PID 제어기를 적용했을 때의 응답 특성 및 제환이 없는 시스템의 주 제어기로 상태 변수 제환 제어기를 적용했을 때의 응답 특성과 위에서 얻은 응답 특성과의 비교 및 내부에 제환이 있을 때 생길 수 있는 정상 상태 에러 및 강성의 감소에 대한 검토가 필요하다.

참고 문헌

- 1) Foster, K., Fenney, L., "Characteristics and Dynamic Performance of Electrical and Hydraulic Servo-drives", JHPS. International Symposium on Fluid Power, pp. XVII - XXIV, 1989.
- 2) Peter, D., "Comparing the Response of Electric, Pneumatic and Hydraulic Servodrives",
- 3) Chin, S. M., "Fluid Power Control using Time Delay Control and Stability Analysis of Nonlinear Hydraulic Systems", Ph. D. Dissertation, KAIST, 1995.
- 4) Chin, S. M., Lee, C. O. and Chang, P. H., "An Experimental Study on the Position Control of an Electrohydraulic Servo System using Time Delay Control", Control Eng. Practice, Vol. 2, No. 1, pp. 41-48, 1994.
- 5) Anon., "Dynamic Pressure Feedback", Aircraft Engineering, June, pp. 171-176, 1960.
- 6) Gale, P. and Bell, R., "An Economic Technique for the Improvement of the Stability of Hydraulic Cylinder Drives",
- 7) Mannetje, J. J., "Stabilizing Networks for Hydraulic Motors", CONTROL ENGINEERING, JUN., pp. 55-58, 1974.
- 8) Welch, T. R., "The Use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servomechanisms", ASME Journal of Engineering for Industry, Feb., pp. 8-14, 1962.
- 9) Hanafusa, H., Asada H. and Mikoshi, T. "Design of Electro-hydraulic Servo System for Articulated Robot Arm Control", Proc. the IFAC Symposium, pp 223-228, 1980.