

편로드 실린더 구동 EHA의 유압 회로 개선

홍예선* · 김상석** · 김대현** · 김상범** · 박상준** · 최관호***

Improvement of a Hydraulic Circuit for an Electro-Hydrostatic Actuator Equipped with a Single Rod Cylinder

Yeh-Sun Hong* · Sang-Seok Kim** · Dae-Hyun Kim** · Sang-Beom Kim** · Sang-Joon Park** · Kwan-Ho Choi***

ABSTRACT

The conventional hydraulic circuits for electro-hydrostatic actuators equipped with a single-rod cylinder can oscillate under overrunning load conditions. In this paper the oscillation problem encountered in the conventional hydraulic circuits for EHAs is analyzed and it is shown by simulation results that this problem can be solved by employing a counter balance valve instead of a pilot-operated check valve generally used in the conventional hydraulic circuits.

Key Words : Electro-Hydrostatic Actuator, Single-rod Cylinder, Pilot-operated Check Valve, Counter Balance Valve, Circuit Oscillation

1. 서 론

속도제어 고정용적 유압펌프와 유압실린더로 구성되는 전기 정유압 구동장치(electro-hydrostatic actuator)는 기본적으로 양방향 로드형(double rod type) 유압 실린더를 사용하여 전진 및 후진시의 제어 특성이 동일한 대칭성을 나타낸다[1]. 실린더가 차지하는 공간을 줄이기 위해 한쪽에만 로드와 있는 피스톤을 사용하는 경우에는 전진할 때와 후진할 때에 실린더로 유입, 유출되는 유량이 다르므로 유압 회

로의 수정이 필요하다. 양방향 유압 단면적이 동일하도록 고안된 특수한 편 로드(single-rod type) 실린더를 사용하면 이런 문제가 없으나 실린더의 외경이 크다는 단점이 있다[2]. 종래 기술로서 공개된 편 로드 실린더 구동 EHA 회로의 문제점은 동일한 펌프 유량에 대해 전진/후진 속도가 다른 비대칭성을 띠는 것과 피스톤의 구동 방향과 동일한 방향으로 부하가 작용하는 경우 유압 회로가 불안정해 질 수 있다는 것이다.

본 논문에서는 우선 종래 기술의 문제점을 구체적으로 분석하고 이 문제점을 해결하기 위한 유압 회로의 개선 방안을 제시하였다. 그리고 개선된 회로의 유용성을 전산 모델의 시뮬레이션 결과로 확인하였다.

† 2014년 2월 12일 접수 ~ 2014년 3월 14일 심사완료

* 정회원, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부
연락처, E-mail : yshong@kau.ac.kr

** 한화테크엠(주) 항공우주연구소

*** 국방과학연구소

2. 종래 EHA 회로의 분석

한쪽에만 로드가 있는 피스톤을 사용하는 경우에는 전진할 때와 후진할 때에 실린더로 유입, 유출되는 유량이 다르므로 Fig. 1과 같이 비교적 간단하게 유압 회로를 수정하여 전/후진의 기본적인 동작을 구현할 수 있다[3].

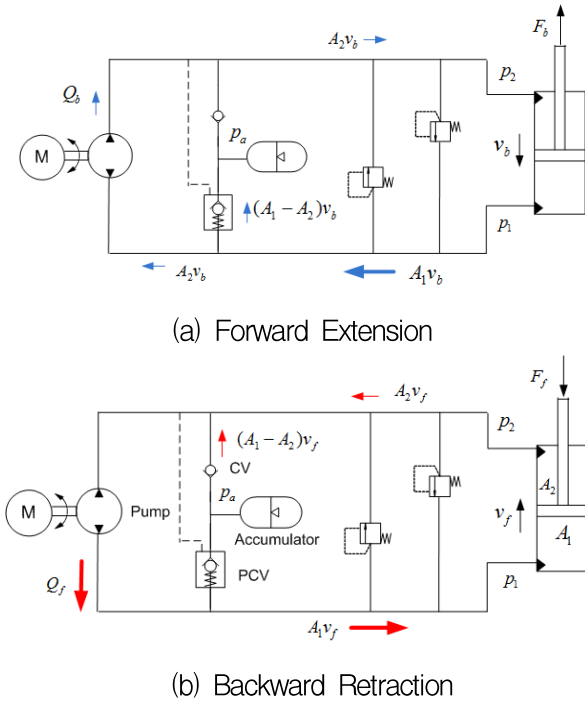


Fig. 1 Conventional Hydraulic Circuit for Electro-Hydrostatic Actuator Equipped with Single Rod Cylinder

이 회로의 작동 원리를 이해하기 위해 우선 피스톤이 전진하는 조건을 가정하여(Fig. 1 a) 펌프에서 실린더의 헤드 측으로 공급되는 유량이 Q_b 라고 하면, 피스톤의 속도 v_b 는 Q_b/A_1 이 되고, 실린더의 로드 측에서 펌프로 흡입되는 유량은 A_2v_b 에 불과하므로 축압기에서 $(A_1 - A_2)v_b$ 의 유량을 추가로 공급하게 된다.

이때 부하력 F_b 의 방향이 피스톤의 전진 방향과 반대로 작용하면(즉, resistive load 조건) 헤드 측 압력 p_1 은 다음과 같이 양의 값을 갖는다.

$$p_1 = \frac{F_b - p_2 A_2}{A_1} \quad (1)$$

로드 측 압력 p_2 는 체크 밸브(CV)의 압력 손실만큼 축압기 압력 p_a 보다 낮아야 한다.

만일 F_b 의 방향이 피스톤의 전진 방향으로 작용하면($F_b < 0$, 즉 overrunning load 조건) p_2 가 p_a 보다 높아지게 되므로 축압기에서 공급해야 할 유량 $(A_1 - A_2)v_b$ 는 파일럿 체크 밸브(PCV)를 통해 피스톤 헤드 측으로 공급되며, 로드 측 압력 p_2 는

$$p_2 = \frac{F_b + p_1 A_1}{A_2} \quad (2)$$

이 되고, p_1 은 파일럿 체크 밸브(PCV)의 압력 손실만큼 축압기 압력 p_a 보다 낮아진다.

반대로, 피스톤이 후진하는 조건을 가정하여(Fig. 1b) 펌프에서 실린더의 로드 측으로 공급되는 유량이 Q_b 라고 하면, 피스톤의 속도 v_b 는 Q_b/A_2 이 되고, 실린더의 헤드 측에서 펌프로 흡입되는 유량은 A_1v_b 이므로 $(A_1 - A_2)v_b$ 의 잉여 유량은 축압기로 저장되어야 한다.

이때 F_b 의 방향이 피스톤의 후진 방향과 반대로 작용한다면(즉, resistive load 조건) p_1 은 p_a 와 거의 같고 p_2 는 다음과 같이 양의 값을 띠므로 파일럿 체크 밸브(PCV)를 개방시키게 된다.

$$p_2 = \frac{F_b + p_1 A_1}{A_2} \quad (2)$$

그러나 후진 시 부하력 F_b 의 방향이 피스톤의 후진 방향과 반대로 작용하는 경우($F_b < 0$, 즉 overrunning load 조건), 로드 측 압력 p_2 가 파일럿 체크 밸브를 열어 잉여 유량이 축압기로

가도록 하면 p_1 은 축압기 압력으로 낮아지고, 파일럿 체크 밸브를 다시 닫으면 잉여 유량의 오일이 축압기로 가지 못하고 압축되어 p_1 이 상승하는 작용을 반복하기만 할 뿐 p_1 이 부하력에 대응하는 정상 상태로 수렴하지 못한다. 이로 인해 유압회로가 발진을 하여 진동과 소음이 발생된다. 이것이 Fig. 1에 보인 종래 EHA 유압 회로의 문제점이다.

3. EHA 회로의 개선

앞에서 설명한 편 로드 실린더 구동 EHA 회로의 문제점이 후진 구동시에 발생되므로 본 논문에서는 파일럿 체크 밸브를 Fig. 2와 같이 체크 밸브와 일종의 카운터 발란스 밸브로 대체하였다.

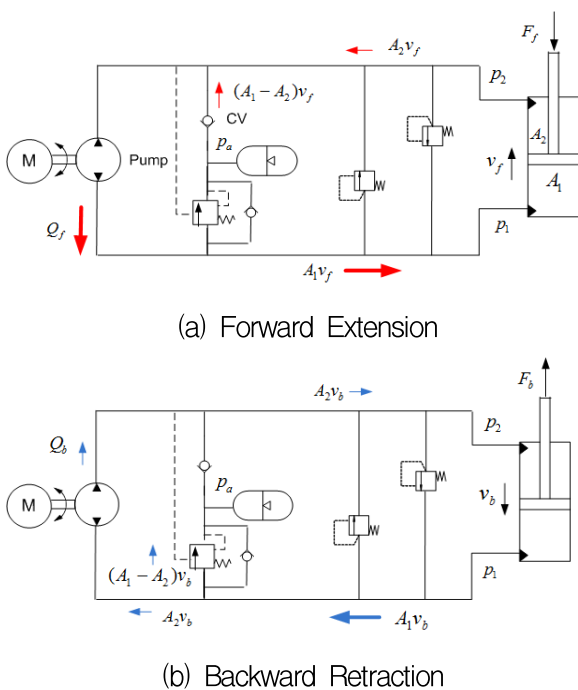


Fig. 2 Improved Hydraulic Circuit for Electro-Hydrostatic Actuator Equipped with Single Rod Cylinder

유압 회로를 이렇게 개선하면 피스톤의 전진 구동 시에는 종래의 회로와 동일하게 동작을 하

게 되며, 후진 구동 시에는 파일럿 체크 밸브와 달리 카운터 발란스 밸브의 열리는 면적이 로드 측 압력 p_2 에 의해 적절히 조절되도록 설계할 수 있으므로 부하력 F_b 의 방향과 무관하게 유압 회로의 안정된 동작이 가능해진다. 상세한 내용은 다음 절에서 전산 시뮬레이션 결과를 바탕으로 기술하였다.

Figure 3은 파일럿 체크 밸브를 대체할 외부 파일럿 작동 방식의 카운터 발란스 밸브의 기본 구조를 나타낸 것으로 배관을 단순화할 수 있도록 반대 방향의 체크 밸브도 동일한 밸브 몸체에 내장한 형태를 보여준다. 시뮬레이션을 통해 설계할 내용은 밸브 스펴의 유로 면적 증가율, 스펴의 작동 변위, 반력 스프링의 탄성 계수, 반력 스프링의 초기 압축 변위, 외부 파일럿 압력의 작용 면적 등이다.

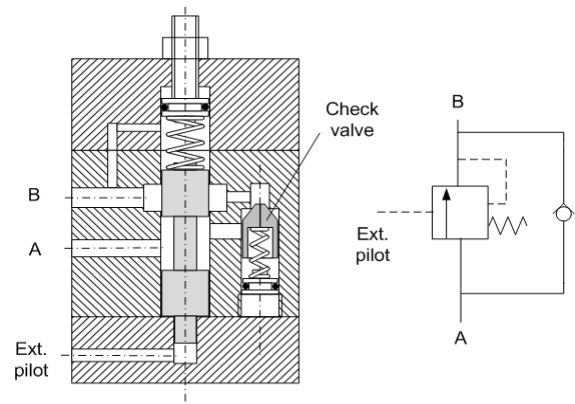
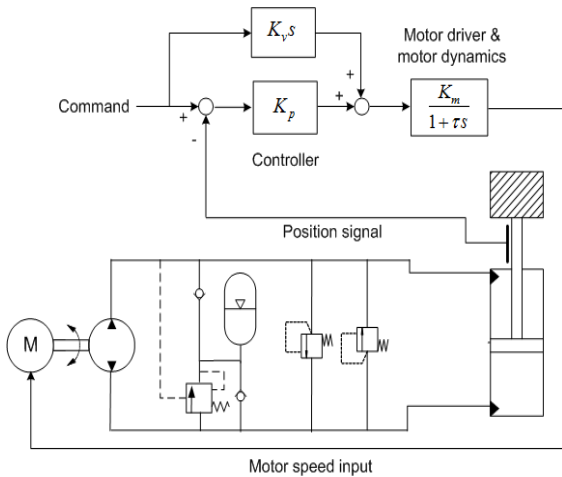


Fig. 3 Schematics of Counter-Balance Valve with Check Valve Integrated

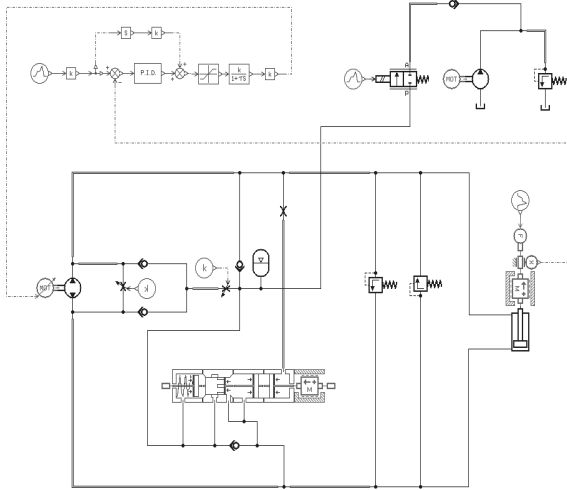
4. 전산 시뮬레이션

AMESim 프로그램을 이용한 시뮬레이션 모델에는 Fig. 4와 같이 유압 피스톤의 위치제어기를 포함시켰다. 위치제어기로는 단순하게 P 제어기를 사용하였으나, 위치 명령의 속도 성분을 feed forward시킴으로써 모터의 구동에 필요한 제어 신호를 발생시키면서도 제어 오차를 효과적으로 감소시킬 수 있다. 시뮬레이션 모델에서

축압기와 연결된 별도의 펌프는 축압기를 초기 충전 압력인 3bar에서 5bar까지 오일을 충전하기 위한 것이다.



(a) Block Diagram of Simulation Model



(b) Simulation Model Based on AMESim

Fig. 3 Simulation Model of Electro-Hydrostatic Actuator with Position Feedback Control

펌프와 실린더를 비롯한 주요 구성 부품의 사양은 Table 1과 같다. EHA의 실제 작동 조건을 고려하면 EHA의 특성을 확인하기 위한 입력 신호의 형태는 ramp 파형이 적절하며, 피스톤의 위치를 전진, 정지, 후진시키는 조건에서 1,000N의

외부 부하력이 작용하는 방향을 변화시키며 유압 회로의 압력 변화를 관찰한 결과는 다음과 같다.

Table 1. Specification of Simulation Model

| Items | | Spec. |
|-----------------------|---|-------------|
| Cylinder | Piston diameter | 40 mm |
| | Rod diameter | 28.28 mm |
| | Stroke | 500 mm |
| | Mass | 6 kg |
| | Coulomb friction | 50 N |
| Pump | Displacement | 3 cc/rev |
| Motor & driver | Time constant | 50 ms |
| Accumulator | Precharged gas pressure | 3 bar |
| | Nominal volume | 1 liter |
| Relief pressure | Rod-side | 200 bar |
| | Head-side | 150 bar |
| Check valve | Cracking pressure | 1 bar |
| | Pressure drop | 20 lpm/bar |
| Counter balance valve | Spring coeff. | 20 N/mm |
| | Initial spring force | 25 N |
| | Diameter of pilot pressure effective area | 6 mm |
| | Increase rate of valve opening | 4 mm |
| | Spool mass | 0.05 kg |
| | Spool stroke | 3 mm |
| | Position controller | P-gain |
| | Feedforward speed gain | 20 s/mm/rpm |

Fig. 4는 Fig. 1의 종래 회로에 대해 피스톤이 움직이는 동안 1,000N의 부하력이 전진 방향으로 작용할 때의 시뮬레이션 결과이다. 이 조건에서는 로드 측 압력 p_2 가 항상 축압기 압력보다 높기 때문에 피스톤이 전진하는 over-running load 조건에서 축압기의 유량이 체크 밸브 대신 파일럿 체크 밸브를 통해 실린더로 공급되는 것 외에는 피스톤이 후진하는 resistive load 조건을 포함하여 유압회로가 정상적으로 작동하는 것을 볼 수 있다.

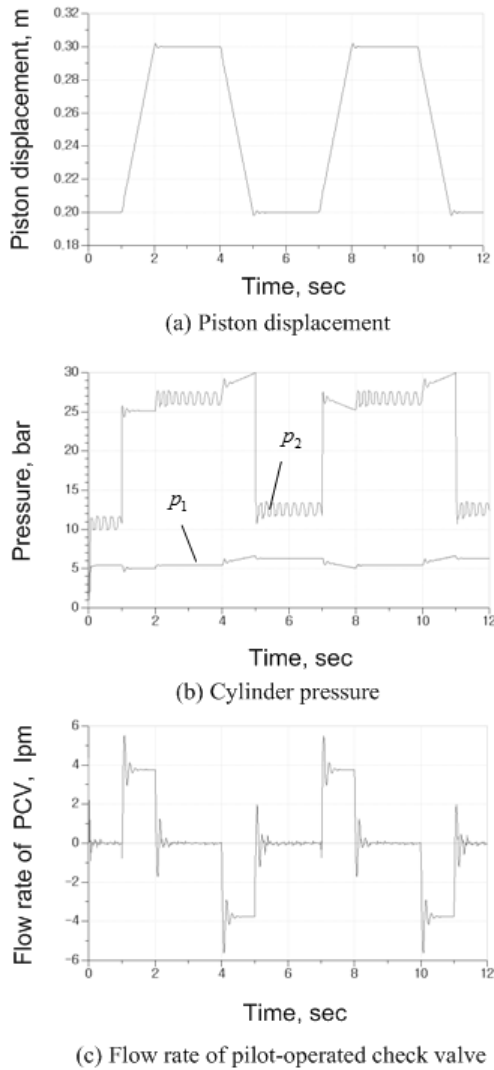


Fig. 4 Simulation Results of Conventional Electro-Hydrostatic Actuator System with Forwards Acting Load

그러나 부하력의 방향이 후진 방향으로 바뀌면 Fig. 5와 같이 피스톤이 후진할 때의 overrunning load 조건에서 실린더 헤드 측 압력 p_1 이 부하력에 비례하여 상승해야 하지만 로드 측 압력 p_2 가 파일럿 체크 밸브를 개방시켜 p_1 을 강제로 축압기 압력으로 낮추려하므로 실린더 양쪽의 압력이 정상 상태로 수렴하지 못하고 진동하는 것을 볼 수 있다. 이것은 피스톤의 진동으로도 나타난다.

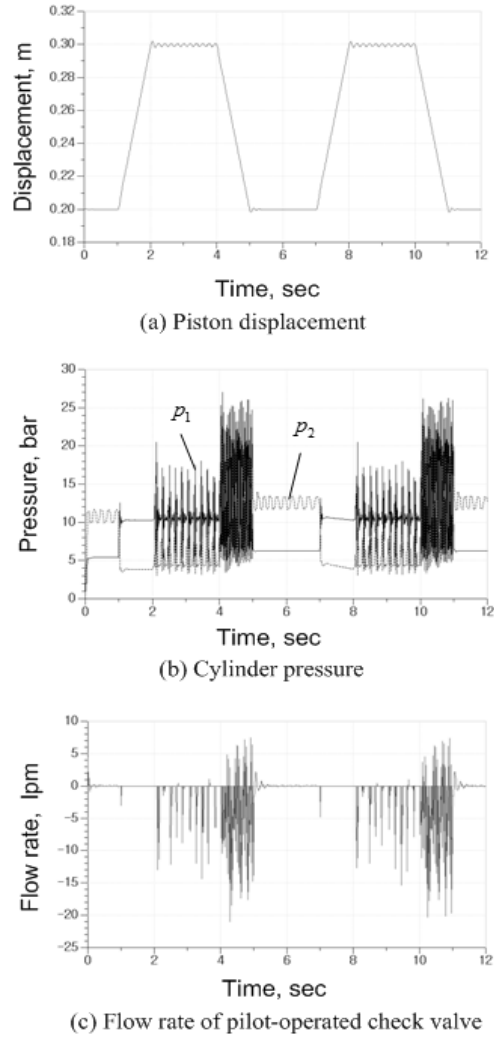


Fig. 5 Simulation Results of Conventional Electro-Hydrostatic Actuator System with Backwards Acting Load

Figure 6은 이러한 문제가 발생하는 동일한 부하 조건에서 파일럿 체크 밸브 대신 카운터 밸런스 밸브와 체크 밸브를 사용하면 압력 p_1 과 p_2 가 정상상태로 수렴하고 피스톤의 진동도 사라지는 것을 볼 수 있다. 부하력의 방향이 전진 방향으로 작용하는 조건에서는 개선된 회로가 종래 회로와 동일하게 동작하기 때문에 시뮬레이션 결과도 동일하게 나타난다. 이상과 같이 본 논문에서 제안하는 방식으로 유압회로를 개선하면 부하력이 작용하는 방향과 무관하게 피스톤이 전진할 때나 후진 할 때 유압회로가

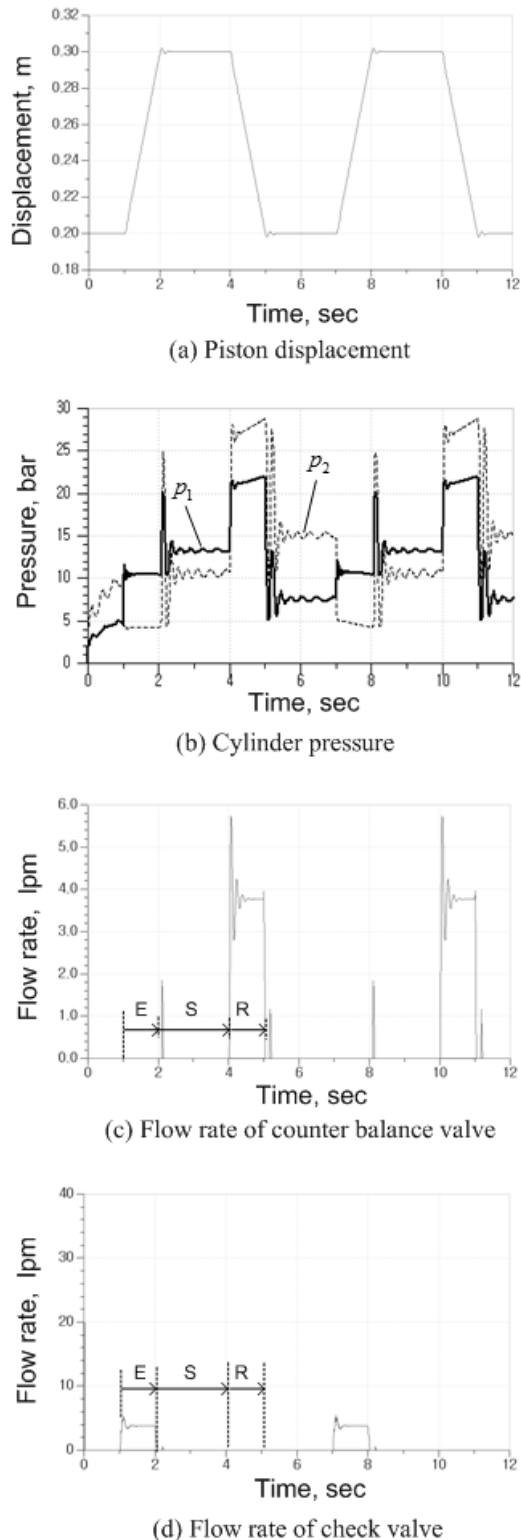


Fig. 6 Simulation Results of Improved Electro-Hydrostatic Actuator System with Backwards Acting Load

안정되게 동작할 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 편로드 실린더를 사용하여 electro-hydrostatic actuator 시스템을 구성하였을 때 후진 구동 시 부하력이 후진 방향으로 작용하더라도 카운터 밸런스 밸브를 사용하면 실린더 헤드 측의 압력이 진동하는 것을 방지하여 유압 회로가 안정되게 동작할 수 있음을 확인하였다. 향후 계획으로서 실험 장치를 제작하고 카운터 밸런스 밸브의 정밀한 튜닝과 그 효과를 확인할 예정이다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 2012년도 핵심기술(응용연구) 개발 사업의 지원을 받아 한화테크엠(주)에서 수행하는 “EHA 개발” 과제의 위탁 연구로 수행된 것임.

참 고 문 헌

- [1] Kim, D.H., Hong, Y.S. & Kim, D.M., “Performance analysis of an electro-hydrostatic actuator, J. KSAE, 2007, vol. 35, No. 4, pp. 316-32
- [2] Jiang, J., Shen, W., Li, Y. & Gao, L., “Control Performance Analysis of the single-rod symmetric cylinder”, Proc. of ICMT 2013, Oct. 16-18, Jeju, Korea
- [3] Truong, D.Q., Ahn, K.K., “Force control for press machines using an online smart tuning fuzzy PID based on a robust extended Kalman filter”, Expert Systems with Applications, vol. 38, 2011, pp. 5879-5894