

# 보조 동력장치용 서보밸브 유효 오리피스 면적의 칼만필터 추정 Kalman Filter Estimation of the Servo Valve Effective Orifice Area for a Auxiliary Power Unit

장지광 · 김춘택 · 정헌술  
J. f. Zhang, C. T. Kim and H. S. Jeong

**Key Words** : Kalman Filter(칼만필터), Valve Orifice Area(오리피스 면적), Estimation(추정), Servo Valve(서보밸브)

**Abstract:** Flow rate is one of the important variables for precise motion control and detection of the faults and fluid loss in many hydraulic components and systems. But in many cases, it is not easy to measure it directly. The orifice area of a servo valve by which the fluid flows is one of key factors to monitor the flow rate. In this paper, we have constructed an estimation algorithm for the effective orifice area by using the model of a servo valve cylinder control system and Kalman filter algorithm. Without geometry information about the servo valve, it is shown that the effective orifice area can be estimated by using only displacement and pressure data corrupted with noise. And the effect of the biased sensor data and system parameter errors on the estimation results are discussed. The paper reveals that sensor calibration is important in accurate estimation and plausible parameter data such as oil bulk modulus and actuator volume are acceptable for the estimation without any error. The estimation algorithm can be used as an useful tool for detecting leakage, monitoring malfunction and/or degradation of the system performance.

### 기호 설명

$Q$  : volumetric flow rate  
 $a_0$  : instantaneous orifice area  
 $\Delta P$  : pressure drop across the orifice  
 $\rho$  : fluid mass density  
 $C_d$  : discharge coefficient  
 $V_a$  : volume of the actuator chamber  
 $\beta_a$  : oil bulk modulus in the actuator chamber  
 $\beta_h$  : effective oil bulk modulus in hoses  
 $P$  : pressure  
 $x_m$  : displacement of the valve spool  
 $x_r$  : displacement of the piston rod  
 $a = C_d a_0$  : effective orifice area

$q_l P$  : flow loss due to leakage  
 $S_h$  : orifice area profile slope  
 $V_o$  : initial fluid volume  
 $V_{ho}$  : hose volume

### Subscripts

$h$  : head-side port  
 $r$  : rod-side port  
 $s$  : supply port  
 $e$  : exit port

## 1. 서 론

유압시스템의 성능을 분석하거나 상태를 진단하는데 핵심적인 변수가 유체의 압력과 유량이다<sup>1)</sup>. 프레스나 압연롤러와 같이 외부 부하를 조절하는 장치의 경우 압력이 제어변수가 되고, 지게차와 같이 실린더의 속도를 조절하거나 보조동력장치의 연료공급회로의 경우 밸브를 통해 공급되는 유량이 주요 제어

---

접수일 : 2007년 9월 19일  
 정헌술(책임저자) : 군산대학교 기계공학부  
 E-mail : hsjeong@kunsan.ac.kr, Tel: 063-469-4723  
 장지광 : 군산대학교 대학원 기계공학과  
 김춘택 : 항공우주연구원 KHP 엔지니어

변수가 된다. 한편, 밸브 통과유량은 유압장치의 정상작동 및 누설 여부의 감시, 고장 진단 및 성능퇴화 여부의 판단기준으로 사용된다<sup>2)</sup>.

그런데, 압력 측정은 다양한 범위의 정밀 압력변환기를 사용하여 광범위하게 사용되는 반면, 유량의 측정은 보통 제한적으로 필수 불가결한 경우에 사용된다. 유량계는 측정변수에 따라 질량 유량계와 체적 유량계로 구분되고, 체적유량계로는 흔히 기어(gear) 타입과 터빈(turbine) 타입의 유량계가 있으며, 기어나 터빈의 회전수를 유량으로 환산하여 통과유량을 측정한다. 따라서 기어타입의 유량계는 전후에 무시할 수 없는 압력차가 발생하게 되며, 터빈 타입의 경우 대상 유체의 점도와 압력에 영향을 받는 단점이 있다. 또한, 유량계는 고가이며 순간적으로 변동하는 과도유량의 측정에 응답성의 한계가 있기 마련이다.

한편, 유압회로에서 밸브를 통과하는 유량은 밸브 전후의 압력차, 밸브 스푼(spool)의 변위 및 스푼 변위를 측정하면, 밸브 개구면적(opening area)과의 관계 정보 및 다음 난류 흐름에 해당하는 오리피스 유량방정식<sup>3)</sup>으로부터 계산할 수 있다.

$$Q = C_d a_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (1)$$

그런데, 흔히 압력 측정값은 잡음신호를 포함하고 있기 때문에, 이 관계식을 사용하여 직접 유량으로 환산하는 것은 곤란하다. 한편 특정 용도의 스푼-유량 특성의 최적화를 위해, 일반적인 동심 환상(annular)의 개구면적이 아닌, 특수 형태의 밸브 개구형상을 채택하는 경우가 많다. 더구나 밸브의 형상정보를 알고 있다고 하더라도, 밸브가 장기간 운용되는 경우 마모나 불순물의 침적(silting)으로 인해 개구면적이 변하는 경우도 있기 때문에, 이식을 유량 측정에 직접 이용하는 것은 무리이다.

본 논문에서는 보조동력장치용 서보밸브의 편로드 실린더 제어장치에 대하여, 밸브 유량계수와 실제 개구면적이 포함된 밸브의 순간 유효 개구면적  $a = C_d a_0$ 을 추정하기 위한 칼만필터 알고리즘을 구성하여 가능성을 점검한다. 2절에서는 대상 시스템의 구성 및 모델링에 대하여 서술한 다음 이를 기반으로 3절에서 유효면적 추정 알고리즘을 구성하여 그 결과를 4절에서 제시 검토한다. 그리고 불확실한 측정변수 및 매개변수가 유효면적 추정 결과에 미치는 영향을 분석한 다음, 결론을 마지막 절에 서술한다.

## 2. 장치 개요 및 모델링

아래 그림은 보조동력장치의 일부로서 서보밸브에 의한 소형 편로드 실린더 제어장치의 개념도를 표시한 것이다. 실린더는 보조동력장치의 조절기구에 전달되는 변동 하중 하에서 변위를 조절하며, 밸브는 실린더에 적절한 유량을 공급하는 기구로서, 보통 서보밸브(servo valve)나 비례솔레노이드밸브(proportional solenoid valve)가 적용된다. 여기서는 4방향 스푼구조의 서보밸브가 실린더의 정지 및 운동 방향이 조절되며, 토크모터의 입력전류에 비례하여 공급유량 즉 실린더 속도가 조절된다. 한편, 실린더의 급가속 및 급 감속시 실린더 내부에서 형성되는 과도한 압력과 캐비테이션을 방지하기 위해 체크밸브와 릴리프밸브로 구성된 브레이크 회로가 밸브와 실린더 사이에 설치되지만, 본 논문의 목적상 이 부분은 고려하지 않았다.

밸브 스푼은 중립위치에서 작은 크기의 오버랩(overlap) 구간을 가지고 있으며, 밸브와 실린더 사이는 큰 유압 고유진동수(hydraulic natural frequency)를 유지하기 위해 통상 강관(pipe)으로 연결하지만, 여기에서는 추정 알고리즘의 유효성을 검증하기 위한 목적으로, 체적탄성계수가 작은 유압 호스(hose)를 사용하였다.

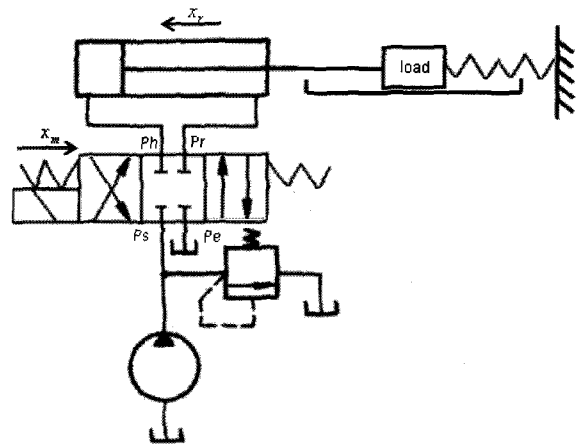


Fig. 1 Servo valve cylinder control system

본 논문의 주목적인 저가의 압력센서를 이용하여 서보밸브의 유효 개구면적을 추정하기 위해, 알고리즘 구성과 관련된 부분의 모델링을 정리하면 다음과 같다. 일정 체적 내에 형성되는 압력은 유체의 압축성이 고려된 상태방정식 및 질량 보존의 법칙으로부터 유도된 다음 연속방정식으로 기술된다.

$$\frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} = \sum Q \quad (2)$$

한편, 헤드측 공간은 호스와 실린더로 구성되어 있는데, 이와 같이 탄성계수가 서로 다른 두가지 요소로 구성된 경우 유효 탄성계수는

$$C_{eff} = \frac{V_{ho}}{\beta_h} + \frac{V_a}{\beta_a} = \frac{\beta_a V_{ho} + \beta_h V_a}{\beta_h \beta_a} = \frac{V_{ho} + \alpha V_a}{\beta_h} \quad (3a)$$

$$= \frac{V_{ho} + \alpha(V_{ao} + A_a x_r)}{\beta_h} = \frac{V_h}{\beta_h}, \quad \alpha = \frac{\beta_h}{\beta_a} \quad (3b)$$

따라서 실린더의 움직임을 고려할 때 실린더 헤드 부분의 공간에 형성되는 압력은

$$\begin{aligned} \dot{P}_h = & \frac{\beta_h}{V_h} \{ a_h [\min(0, \text{sgn}(x_m)) \text{sgn}(P_s - P_h)] \\ & \times \sqrt{(2/\rho)|P_s - P_h|} - \max(0, \text{sgn}(x_m)) \\ & \text{sgn}(P_h - P_e) \times \sqrt{(2/\rho)|P_h - P_e|}] \\ & + A_h \dot{x}_r - q_l P_h \} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서  $V_h$ 는 호스를 포함한 밸브와 실린더 헤드 사이 공간의 체적이며,  $q_l P_h$ 은 밸브와 실린더의 내부누설 및 호스 부분의 누설을 표현한 것으로 압력  $P_h$ 에 크게 의존한다. 그리고  $a_h$ 는 밸브 스톱의 오버랩 구간이 감안된 실제 개구면적과 해당 유량계수가 곱해진 오리피스스의 유효 개구면적을 나타낸다.

일반적인 동심 환상(annular)의 밸브 경우 오리피스 면적은  $a_h = C_d w x_m$ 으로 주어진다. 하지만, 본 논문에서는 밸브의 형상에 대한 정보를 모르는 상태에서 임의 형상의 밸브에 대하여 오리피스 유효면적을 추정하고자 하기 때문에, 다음과 같다.

$$a_h = f_h(x_m) \quad (5)$$

이 식을 미분하면

$$\dot{a}_h = S_h \dot{x}_m, \quad S_h = \frac{\partial f_h}{\partial x_m} \quad (6)$$

따라서, 실린더 헤드 측에 형성되는 압력의 지배 방정식을 상태공간 방정식으로 표현하면, 식 (3)~(6)으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 = & \frac{\beta_h}{V_h} \{ x_2 [(\min(0, \text{sgn}(x_m)) \text{sgn}(P_s - P_h)) \\ & \times \sqrt{(2/\rho)|P_s - P_h|} - \max(0, \text{sgn}(x_m)) \\ & \text{sgn}(P_h - P_e) \times \sqrt{(2/\rho)|P_h - P_e|}] \\ & + A_h x_r \} + w_1 \end{aligned}$$

$$\dot{x}_2 = x_m x_3 + w_2 \quad (7)$$

$$\dot{x}_3 = w_3$$

$$y_1 = x_1 + v_1$$

여기서  $x_1$ 은 헤드측 실린더 압력이고,  $x_2$ 와  $x_3$ 는 헤드측 오리피스의 면적과 면적의 기울기,  $y_1$ 은 헤드측 실린더의 측정 압력,  $x_r$ 과  $x_m$ 은 실린더 로드와 밸브 스톱의 측정변위이다. 그리고  $w_1 \sim w_3$  및  $v_1$ 은 각각 시스템 및 측정 잡음을 가리킨다.

마찬가지로, 실린더 로드측 압력에 대한 상태방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_4 = & \frac{\beta_h}{V_r} \{ x_5 [(\max(0, \text{sgn}(x_m)) \text{sgn}(P_s - P_r)) \\ & \times \sqrt{(2/\rho)|P_s - P_r|} - \min(0, \text{sgn}(x_m)) \\ & \text{sgn}(P_r - P_e) \times \sqrt{(2/\rho)|P_r - P_e|}] \\ & - A_h \dot{x}_r \} + w_4 \end{aligned}$$

$$\dot{x}_5 = x_m x_6 + w_5 \quad (8)$$

$$x_6 = w_6$$

$$y_2 = x_4 + v_2$$

여기서  $x_4$ 은 로드측 실린더 압력이고,  $x_5$ 와  $x_6$ 는 로드측 오리피스의 면적과 면적의 기울기,  $y_2$ 은 로드측 실린더의 측정 압력이며,  $w_4 \sim w_6$  및  $v_2$ 은 각각 시스템 및 측정 잡음을 가리킨다. 식 (7)~(8)에서 실린더 헤드측 및 로드측 체적과  $\text{sgn}(w)$ 는 각각 다음과 같다.

$$\begin{cases} V_h = V_{ho} + \alpha(V_{ao,h} + A_h x_r) \\ V_r = V_{ho} + \alpha(V_{ao,r} + A_r x_r) \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{sgn}(x_m) = \begin{cases} 1, & x_m > 0 \\ 0, & x_m = 0 \\ -1, & x_m < 0 \end{cases} \quad (10)$$

### 3. 칼만필터 추정 알고리즘

칼만필터(Kalman filter)는 잡음신호가 포함된 일련의 시간영역 데이터로부터 동역학 시스템의 상태 변수를 추정하는데 유용한 반복계산 필터의 일종이다. 칼만필터는 시간  $k$ 에서 상태변수가 이전 시간  $(k-1)$ 에서의 상태로부터, 다음과 같은 이산시간 선형 시스템 모델을 기반으로 전개되고

$$\begin{aligned} x_k = & \Phi_k x_{k-1} + w_k \\ w_k \sim & N(0, Q_k) \end{aligned} \quad (11)$$

한편 측정값  $y_k$ 는 상태변수  $x_k$ 와 다음의 모델로 표현된다고 가정한다.

$$y_k = H_k x_k + v_k \quad (12)$$

$$v_k \sim N(0, R_k)$$

여기서  $\Phi_k$ 는 상태전이함수(state transition function)이고  $w_k$ 는 평균값이 영 그리고 공분산(covariance)이  $Q_k$ 인 시스템 잡음이며  $v_k$ 는 평균값이 영이고 공분산이  $R_k$ 인 백색 잡음이다.

칼만필터 알고리즘은 크게 예측(prediction) 단계와 갱신(update) 단계 두 단계로 구성된다. 예측단계에서는 이전 시간의 추정 상태변수  $\hat{x}_{k-1}$ 를 사용하여 현재 시간의 상태변수  $\hat{x}_k$ 를 추정하는 단계이고, 갱신 단계에서는 측정된 출력변수 값과 추정된 출력변수  $\hat{y}_k$ 와의 오차를 토대로 상태변수를 교정하는 과정이다.

$$\begin{cases} x_k^{(-)} = \Phi_k \hat{x}_{k-1}, \hat{y}_k = H_k x_k^{(-)} \\ \epsilon_k = y_k - \hat{y}_k \\ \hat{x}_k = \Phi_k \hat{x}_{k-1} + K_k \epsilon_k \end{cases} \quad (13a)$$

$$\begin{cases} P_k^{(-)} = \Phi_{k-1} P_{k-1} \Phi_{k-1}^T + Q_{k-1} \\ S_k = H_k P_k^{(-)} H_k^T + R_k \\ K_k = P_k^{(-)} H_k^T S_k^{-1} \\ P_k = P_k^{(-)} - K_k H_k P_k^{(-)} \end{cases} \quad (13b)$$

앞 절에서 서술한 식 (7)~(8)의 서보실린더 시스템은 연속시간으로 기술된 비선형 시스템으로서, 여기에 칼만필터를 적용하기 위해 후방 차분 기법(backward difference method)을 적용하여 이산화하면, 다음과 같은 모델을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} x_1(k+1) \\ x_2(k+1) \\ x_3(k+1) \\ x_4(k+1) \\ x_5(k+1) \\ x_6(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1F_h T_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & x_m T_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1F_r T_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_m T_s \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \\ x_3(k) \\ x_4(k) \\ x_5(k) \\ x_6(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_h \\ 0 \\ 0 \\ B_r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} w_1(k) \\ w_2(k) \\ w_3(k) \\ w_4(k) \\ w_5(k) \\ w_6(k) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} y_1(k) \\ y_2(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \\ x_3(k) \\ x_4(k) \\ x_5(k) \\ x_6(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_1(k) \\ v_2(k) \end{bmatrix} \quad (14)$$

여기서  $F_h, F_r, B_h, B_r$ 은 모두 식 (7)~(8)에서 정의된 항으로서, 자세한 것은 생략하였다.  $k$ 는 샘플 번호이고  $T_s$ 는 측정변수의 샘플링 시간이다. 결국

식 (13)~(14)의 오리피스 면적추정 칼만필터 알고리즘에서 각 밸브 포트의 압력과 밸브 스톱과 실린더로드의 변위 및 속도 정보가 필요하다. 본 논문에서는 속도정보  $\dot{x}_m$ 과  $\dot{x}_r$ 을 별도의 센서로 측정하는 대신, 변위정보를 다음과 같이 1차 지연 미분기법을 적용한 다음 bilinear 변환을 통해 이산화하여 얻어진, 추정 값을 사용하였다.

$$\begin{cases} \hat{x}(s) = \frac{s}{T_v s + 1} x(s), s = \frac{2}{T_s} \frac{1-z^{-1}}{1+z^{-1}} \\ \hat{x}_k = \frac{2T_v - T_s}{2T_v + T_s} \hat{x}_{k-1} + \frac{2}{2T_v + T_s} (x_k - x_{k-1}) \end{cases} \quad (15)$$

#### 4. 시뮬레이션 모델 및 추정결과 검토

대상 장치인 서보밸브에 의한 실린더 제어장치에 대하여 Fig. 2와 같이 AMESim 모델을 구성하였으며, 사용된 주요 파라미터는 다음 표와 같다.

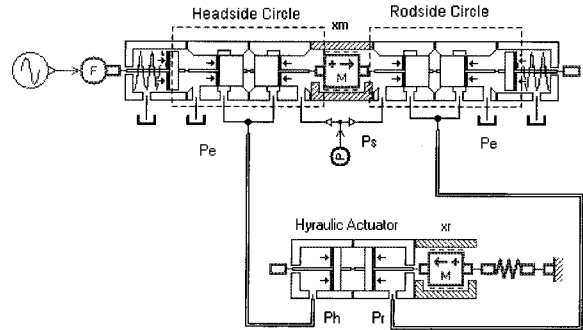


Fig. 2 AMESim model of the hydraulic system

Table 1 Key parameters of the hydraulic system

Parameter	Description	Value
$C_d$	discharge coefficient of the servo valve	0.7
	overlap of the servo valve	$0.5 \times 10^{-3} \text{m}$
$V_{ao,h}$	Piston Head-side initial oil volume	$3.4 \times 10^{-3} \text{m}^3$
$V_{ao,r}$	Piston Rod-side initial oil volume	$2.8 \times 10^{-3} \text{m}^3$
$V_{ho}$	Hose oil volume	$4.9 \times 10^{-4} \text{m}^3$
$A_h$	Head-side pressure area in actuator	$11.4 \times 10^{-3} \text{m}^2$
$A_r$	Rod-side pressure area in actuator	$9.4 \times 10^{-3} \text{m}^2$
$\rho$	Oil density at 40degC	$852 \text{kg/m}^3$
$\beta_a$	Oil bulk modulus in actuator chamber	$1400 \text{MPa}$
$\beta_h$	Effective oil bulk modulus in hoses	$65 \text{MPa}$

칼만필터 추정알고리즘에서 시스템잡음의 공분산은  $Q_{3,3} = Q_{6,6} = 1 \times 10^{-20}$ 을 제외한 나머지 요소들은 모두 0으로 선정하였고, 측정잡음의 공분산은 대각요소를 시행착오 끝에 좋은 추정결과를 얻을 수 있는  $R_{1,1} = R_{2,2} = 1 \times 10^{-8}$ 로 선정하였다. 초기 상태값  $x(0)$ 은 밸브와 실린더가 중립위치에 있을 때의 상태값을 선택하였고, 오차 공분산 행렬  $P$ 의 초기값은 대각행렬로 선정하였으며, 그 크기가 매우 작지 않은 경우 추정결과에 크게 영향을 미치지 않음을 발견하였다.

#### 4.1 유효 오리피스 면적추정 결과

추정 알고리즘에 사용된 데이터와 알고리즘을 위해 추정된 속도 데이터를 Fig. 3에 그리고 칼만필터로 추정된 압력 및 유효 오리피스 면적을 Fig. 4에 나타내었다. 알고리즘에 사용된 데이터는 Fig. 2의 모델로부터 샘플링 시간  $T_s = 0.01$  초의 간격으로 취득하였고, 속도 신호의 취득을 위해 적용된 1차 지연상수  $T_v$ 는 샘플링 시간과 동일하게 0.01 초로 설정하였다.

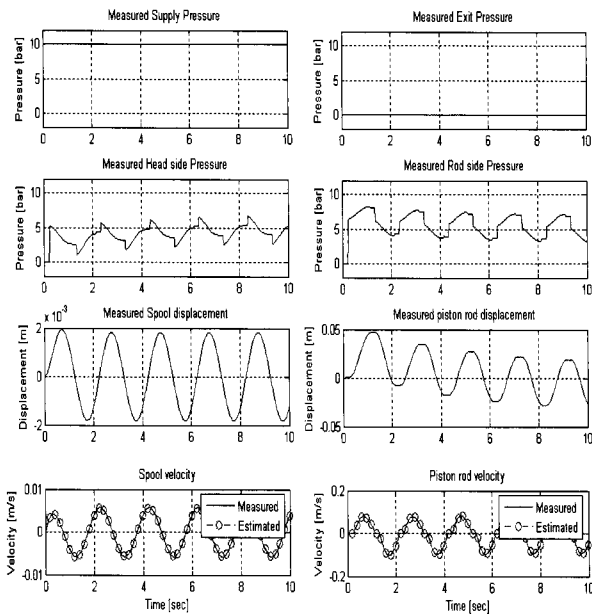


Fig. 3 Measured and estimated signals for the Kalman filter estimation

서보실린더 시스템의 압력과 탱크 압력은 각각 보조동력장치에 해당하는 10[bar]와 0[bar]로 설정하였다. Fig. 3에서 실린더 피스톤의 변위가 변하지 않고 정지해 있는 구간을 볼 수 있는데, 밸브 스톱의 그래프로부터 이는 밸브의 오버랩 구간에 해당하기 때문이다.

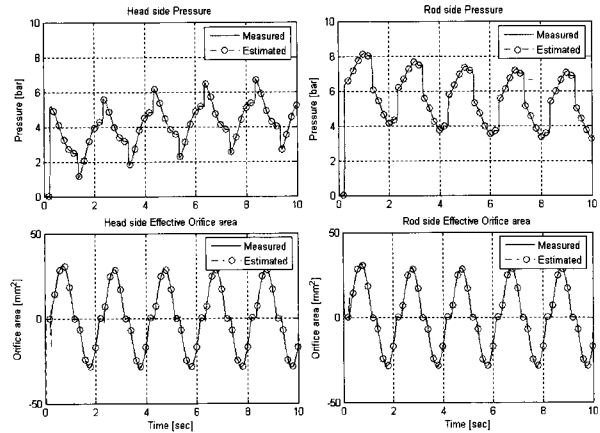


Fig. 4 Measured and estimated signals for pressure and effective orifice area

Fig. 4로부터 실제 압력 및 오리피스 면적과 추정결과를 비교해 보면, 초기 오차를 극복하고 신속히 그리고 변동하는 상태변수 특히 밸브의 유효 개구면적을 정확히 추정함을 볼 수 있다.

#### 4.2 센서잡음에 의한 영향

본 칼만필터 추정알고리즘을 적용하기 위해, 실제 시스템에서 존재하기 마련인 센서 잡음을 Fig. 5와 같이 압력 데이터에 추가시킨 후, 밸브의 유효 개구면적을 추정하였다.

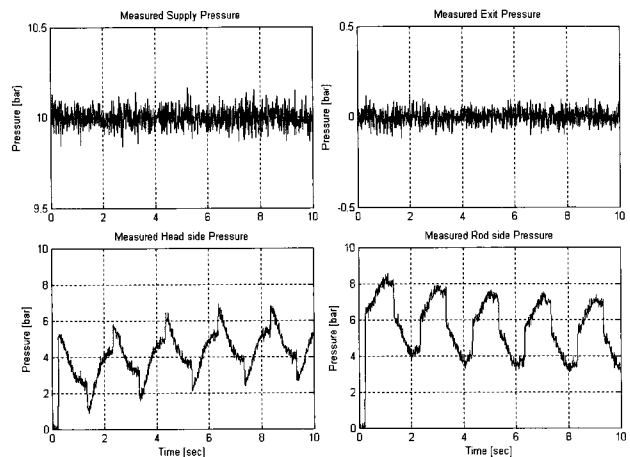


Fig. 5 Pressure data corrupted with noise

Fig. 6에서와 같이 밸브 개구면적의 추정결과를 비교해 보면, 센서잡음이 없는 경우와 동등한 수준의 정확한 결과를 얻을 수 있었다. 이 과정에서 시스템잡음의 공분산 값  $Q_{3,3} = Q_{6,6}$ 의 크기를 조절하였다. 이로서 잡음에 의해 오염된 센서신호를 본 추정 알고리즘이 적절히 필터링함을 볼 수 있다.

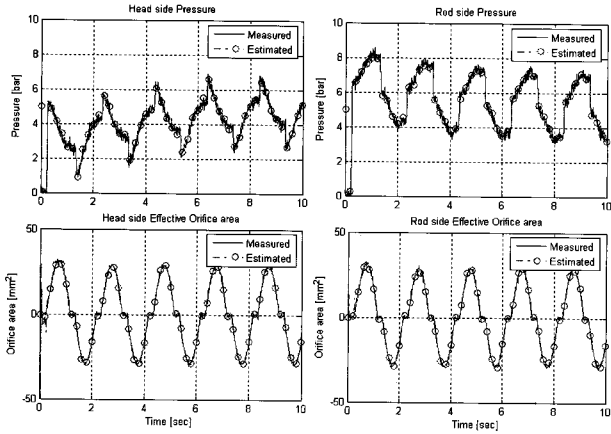


Fig. 6 Estimated pressure and effective orifice area using noisy measured data

#### 4.3 측정신호 편차(bias)의 영향

압력센서는 스트레인 게이지 타입과 피에조 타입이 많이 사용되며, 이들 압력센서는 사용하기 전에 교정(calibration)을 하여야 정확한 값을 측정할 수 있다. 압력신호에 실제 상황에서 흔히 발생하는 편차(bias)가 포함된 경우, 추정결과를 보면 Fig. 7부터 Fig. 10과 같다.

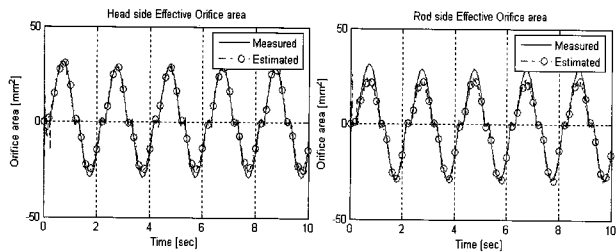


Fig. 7 Estimated results with biased supply pressure data ( $\Delta P_s=2$  bar)

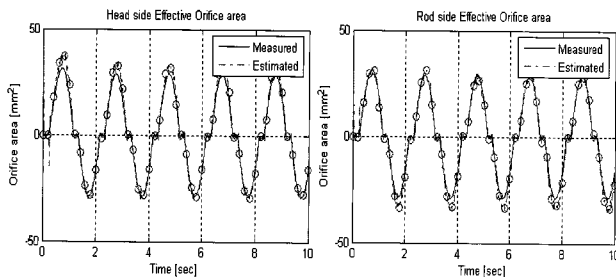


Fig. 8 Estimated results with biased exit pressure data ( $\Delta P_e=1$  bar)

이 그림들로부터 공급압력의 편차는 헤드측과 로드측 면적 추정결과 전반에 걸쳐 오차를 발생시키고, 헤드측 압력센서의 편차는 헤드측 면적 추정결과에 그리고 로드측 압력센서의 편차는 헤드측 면적

추정결과에 오차를 발생시킴을 확인할 수가 있다. 따라서 정확한 결과를 얻기 위해서, 압력신호의 편차를 없애기 위한 센서의 교정(calibration)작업이 매우 중요함을 알 수 있다.

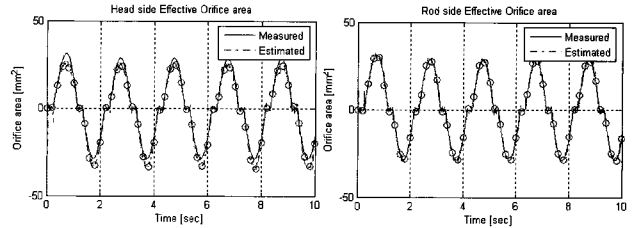


Fig. 9 Estimated results with biased head-side pressure data ( $\Delta P_h=1.5$  bar)

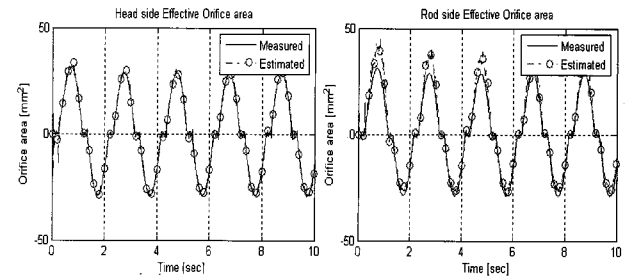


Fig. 10 Estimated results with biased rod-side pressure data ( $\Delta P_r=1$  bar)

#### 4.4 매개변수 오차의 영향

오일의 체적탄성계수는 유압유 내부에 내재된 공기의 함유량에 크게 좌우되며, 호스의 체적탄성계수는 사용된 제품마다 그 값이 일정하지 않다. 또한 밸브 스톱과 실린더 피스톤의 변위는 각각 밸브와 실린더 내부에서 상대적인 위치를 갖기 때문에 그에 따른 체적도 역시 오차를 포함한 값이기 쉽다.

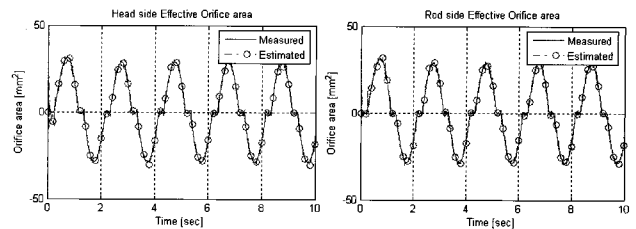


Fig. 11 Estimated orifice area using parameter error in bulk modulus and initial volume

따라서 체적탄성계수와 체적 데이터에 각각  $\Delta \beta_a = 10\%$ ,  $\Delta \beta_h = -10\%$ ,  $\Delta V_{a0,h} = 20\%$ ,  $\Delta V_{a0,r} = -10\%$ 의 오차를 포함시킨 경우, 추정결과를 보면 Fig. 11과 같다. 앞 절에서 측정신호 편차(bias)의 경우에서 발생

하는 오차와 달리, 추정결과의 정확도가 그래도 유지됨을 볼 수 있다. 그 이유는 여기서 언급한 매개변수들의 오차는, 식 (7)~(8)에서 보듯이, 하나의 상수 역할을 하고 있으며, 이는 추정알고리즘 내에서 칼만 이득(Kalman gain)  $K_k$ 에 의해 보상되기 때문이다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 서보밸브와 편로드 실린더로 구성된 보조동력장치의 유압제어장치에 대하여, 서보밸브의 순간 유효 개구면적  $a = C_d a_0$ 을 추정하기 위한 칼만필터 알고리즘을 구성하여 가능성을 점검한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 밸브의 형상정보가 없이, 단지 시스템 압력 및 변위 정보를 사용하여, 변동하는 밸브 오리피스 유효 면적을 추정할 수가 있다. 그리고 센서 잡음은 시스템 잡음에 대한 공분산 값을 적절히 선정함으로써, 필터링이 가능하다.

또한, 측정신호에 포함된 편차는 그대로 추정결과의 오차로 이어지기 때문에, 정확한 결과를 얻기 위해서, 압력신호의 편차를 없애기 위한 센서의 교정(calibration)작업이 매우 중요하다.

한편, 시스템 매개변수 중에서 정확히 측정하기가 쉽지 않고, 오차가 포함되기 쉬운 체적탄성계수와 초기 체적 데이터는, 다행히 유효면적의 추정결과에 영향을 미치지 않는다.

따라서, 본 논문의 밸브 유효면적 추정알고리즘은, 고가의 유량계를 장착하지 않고 유압장치의 정상작동 및 누설 여부의 감시, 고장 진단 및 성능퇴화 여부 등을 판단하는데 유용한 도구로 활용될 수 있다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 한국형헬기 민군겸용구성품 개발사업(KARI주관) 위탁연구결과 중 일부임.

## 참고 문헌

- 1) Hogan, P.A., Burrows, C.R., Edge, K.A., Atkinson, R.M., Montakhab, M.R., and Woollon, D.J., "Automated Fault Tree Analysis for Hydraulic Systems," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, pp. 278~282, 1996
- 2) Watton J. and Xue Y., "Identification of Fluid Power Component Behavior Using Dynamic Flowrate Measurement", Proc. of the Institute of Mech. Eng., Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.209, pp.179~191, 1995
- 3) J. Watton, "Fluid Power System", Prentice Hall, 1989
- 4) Mohinder S. Grewal and Angus P. Andrews, "Kalman Filtering: Theory and Practice", Prentice Hall, 1993
- 5) AMESim User's Manual
- 6) 정현술, "APU 연료시스템 서보밸브의 설계·해석 기술 개발," 한국항공우주연구원 항공사업단, 2007.