연구논문 유공압시스템학회지 제2권 제4호 pp. 7~13 2005년 12월

VSC 유압유닛의 압력 추정기 및 제어기 설계에 관한 연구
A Study on Estimator and Controller Design of VSC Hydraulic Unit

유승진 · 김범주 · 이교일
Seungjin Yoo, Beom Joo Kim and Kyo Il Lee

Key Words : Vehicle Stability Control(VSC, 차량 안정성 제어), Hydraulic system(유압 시스템), Mathematical model(수학적 모델), Estimator(추정기), Observer(관측기), Feedback controller(되먹임 제어기)

Abstract: This paper presents modeling and estimator/controller design for the hydraulic system in Vehicle Stability Control(VSC) system. A nonlinear mathematical model of the VSC hydraulic system is proposed and its accuracy is experimentally verified. A brake pressure estimator is then designed based on the derived mathematical model of VSC hydraulic system. And a disturbance observer, which compensates the estimation error between the brake pressure and the computed brake pressure is also designed to enhance the accuracy of the estimator. The proposed controller has the form of a feedback controller and determines explicitly the on/off ratio of valves' driving PWM signals by means of making use of the simplified mathematical model in the VSC hydraulic system. The performance of the designed controller whose feedback signal is generated by the brake pressure estimator is validated through experimental results.

기호 설명

K_1 : 출구 밸브(outlet valve)등가 오리피스 면적
K_2 : 캘리퍼 내에서 부피에 대한 압력의 비
K_3 : 입구 밸브(inlet valve)등가 오리피스 면적
K_4 : 펌프 유량
K_5 : 밸브 블록 압력저장 계수($\frac{\beta}{V_S}$)
P_{PUMP}: 입구 밸브의 입구 압력
P_1 : 입구 밸브의 출구 압력
P_2 : 제동 압력
P_{ACC} : 축압기(accumulator)의 압력
P_{SS} : 파일롯 밸브(pilot valve)를 일정 듀티로 고정한 경우의 정상 상태 제동 압력
P_{REF} : 목표 제동 압력
P_{MASTER}: 마스터 실린더 압력
Q_1 : 브레이크 라인을 통과하는 유량
Q_2 : 캘리퍼를 통과하는 유량
Q_{PILOT}: 파일롯 밸브를 지나는 유량
Q_{PUMP} : 펌프 유량 ($=K_4$)
V_S : 밸브 블록 검사 체적의 부피
V_2 : 캘리퍼 내의 유체의 부피
A_{OUTLET}: 출구 밸브의 등가 오리피스 면적 ($=K_1$)
A_{INLET}: 입구 밸브의 등가 오리피스 면적 ($=K_3$)
A_{PILOT}: 파일롯 밸브의 등가 오리피스 면적
β : 오일의 체적 탄성 계수
μ : 유체의 점성계수
A : 관로의 단면적
Δ_S : 관로의 길이
d : 관로의 지름
V : 관로의 부피
ρ : 유체의 밀도
$I=\frac{\rho\Delta_S}{A}$: 오일의 관성 효과
$R=\frac{32\mu\Delta_S}{Ad^2}$: 오일과 관로 사이의 저항 효과

접수일 : 2005년 11월 3일
이교일(책임저자) : 서울대학교 기계항공공학부
E-mail : lki@snu.ac.kr, Tel : 02-880-7135
유승진, 김범주 : 서울대학교 기계항공공학부 대학원

$C=\frac{A\Delta s}{\beta}$: 관로의 압력 저장 효과

P_{nom} : 모델로부터 계산된 압력치

η : 실제 제동 압력과 계산된 제동 압력과의 오차

$\hat{x}$: x의 추정치

$\tilde{x}$: x의 추정오차 (= $x-\hat{x}$)

l_1, l_2 : 관측기 게인

r : 차량의 요율(yaw rate)

β : 차량의 횡 미끄럼 각(body side slip angle)

δ : 차량의 조향각

a_y : 차량의 횡 가속도

P : 차량에 인가된 좌우 제동 압력의 차이

$C_f(C_r)$: 앞(뒤) 타이어의 코너링 강성 계수

$l_f(l_r)$: 차량무게중심과 앞(뒤)차축 사이의 길이

I_z : 차량의 요운동 방향 회전관성

v_x : 차량의 종방향 속도

e : 차량의 등가 회전 반경 계수

r_t : 타이어 반지름

K_b : 브레이크 게인

w : 차량의 폭

K : 제동 압력 제어기 게인

T : 밸브의 제어주기

T_i : 입구 밸브 또는 출구 밸브의 개방 시간

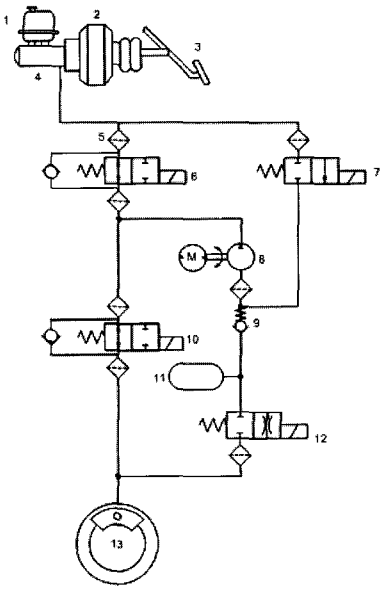
$Sat_T(x)=\begin{cases} x & \text{if } x\le T \\ T & \text{if } x> T \end{cases}$: 포화(saturation) 함수

1. 서 론

최근 차량 안전도에 대한 관심이 높아짐에 따라, 기존의 수동적 형태의 차량안전장치에서 벗어나 능동적으로 사고 자체를 회피하고자하는 차량안정성제어시스템에 대한 관심이 높아지고 있다. 그 중 오버스티어(oversteer)나 언더스티어(understeer)와 같은 차량 횡 방향의 불안정한 거동을 제어하여 주는 VSC(Vehicle Stability Control) 시스템은 기존의 ABS/TCS보다 발전된 장치로서 국내에서는 주로 고급 승용차량에 장착되어 있다. VSC는 차량에 장착된 횡 가속도 센서, 조향각 센서, 휠 속도 센서 그리고 요율 센서로부터 차량의 동적 거동을 분석하고 차량이 불안정한 상황에 접근하게 되면 각 바퀴에 독립적으로 제동압력을 형성하여 차량의 동적 거동을 안정화 시켜준다. 이러한 VSC에 대한 연구는 주로 차량 동역학에 기반 하여 차량의 동적거동을 안정화시키기 위하여 필요한 복원 요 모멘트를 형성하여 주는 데 주로 초점이 맞추어져 있고 실제로 이러한 요 모멘트를 생성하기 위하여 VSC 유압 시스템을 제어하는 분야에 대한 연구는 상대적으로 미비한 실정이다.[3~6] 따라서 본 논문에서는 VSC의 유압제어 시스템에 대한 해석과 제어기 설계를 목표로 설정 하였다. 본 논문에서 다루는 VSC 유압제어 시스템은 VSC유압 유닛, 브레이크 라인 그리고 캘리퍼를 포함하며 이에 대한 수학적 모델을 도출하였다. 도출된 모델을 바탕으로 압력 되먹임 제어기(feedback controller)를 설계하여 개루프(open loop)제어 방법을 적용한 경우에 발생할 수 있는 제동 압력 제어의 정밀성과 견실성 저하를 해결하고자 하였다.

2. 모델링

본 논문에 사용된 VSC유압 유닛은 국내의 일부 양산 차량에 장착된 것으로서 Fig. 1에 도시된 회로도와 같은 구조로 되어있다.



1. oil reservoir 2. booster 3. brake pedal
4. master cylinder 5. filter 6. pilot valve
7. high pressure switch valve 8. pump and motor
9. check valve 10. inlet valve 11. accumulator
12. outlet valve 13. caliper

Fig. 1 VSC hydraulic circuit diagram

VSC가 동작하면 유압 유닛의 내부에 설치된 펌프로부터 브레이크 오일이 토출되며 설치된 4개의 솔레노이드 밸브를 제어하여 각각의 바퀴에 대한 제동 압력을 제어하게 된다. 이 때, 제동 압력 제어에 있어 주된 역할을 하는 밸브는 입구 밸브(inlet valve)와 출구 밸브(outlet valve)이며 파일롯 밸브(pilot valve)는 입구 밸브의 입구 측 압력의 상한을 설정하여 주는 일종의 릴리프 밸브의 역할을 한다. 고압력 스위치 밸브(high pressure switch valve)는 레져버(reservior)로부터 펌프로의 유로를 형성하여 VSC 동작 시 브레이크 오일이 원활히 순환하도록 하는 역할을 한다. 이러한 밸브의 상황 별 동작을 Table 1에 나타내었다.[1)]

이 밖에 축압기는 제동 압력의 감압 시 캘리퍼에서 브레이크 오일이 신속히 배출되도록 오일을 일시적으로 저장해 주는 역할을 하며 캘리퍼는 브레이크 오일이 공급되면 각 바퀴의 디스크를 압착하여 제동을 해주는 역할을 한다.

Table 1. Each valve condition according to each mode

	Inlet Valve	Outlet Valve	Pilot Valve	HPSV	Pump Motor
Normal mode	open	close	open	close	OFF
VSC pressure increasing mode	open	close	partially close	open	ON
VSC pressure holding mode	close	close	partially close	open	ON
VSC pressure decreasing mode	close	open	partially close	open	ON

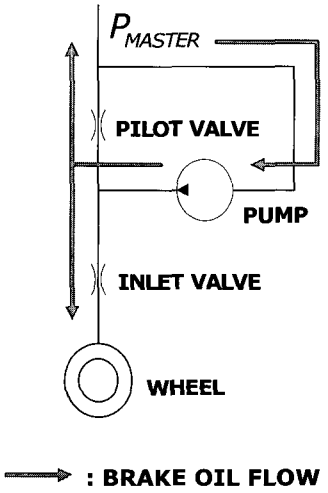


Fig. 2 Increasing mode schematic diagram

Fig. 2는 VSC의 작동 모드가 증압인 경우 블록 내부의 브레이크 오일 흐름을 나타낸다. 이 때 펌프 출구 측에 형성된 검사체적(control volume) 내부의 압력은 식 (1)과 같이 표현이 된다.[2)]

$$\frac{dP_{PUMP}}{dt} = K_5(Q_{PUMP} - Q_{PILOT} - Q_1) \tag{1}$$

여기서 K_5는 미지의 파라미터로서 검사체적의 부피와 브레이크 오일의 체적탄성계수의 비율이다. Q_1은 입구 밸브로 흐르는 유량을, Q_{PILOT}은 파일롯 밸브를 통하여 귀환되는 유량을 나타내며 각각 식 (2)와 식 (3)으로 표현된다.[2)]

$$Q_1 = A_{INLET}\sqrt{P_{PUMP} - P_1} \tag{2}$$

$$Q_{PILOT} = A_{PILOT}\sqrt{P_{PUMP} - P_{MASTER}} \tag{3}$$

입구 밸브를 통과한 브레이크 오일은 브레이크 라인을 거쳐 캘리퍼로 전달이 된다. 일반적으로 유체가 흐르는 관로의 단면적이 작을수록 그리고 관로의 길이가 길수록 유체 자체의 관성효과가 크게 나타나는 것으로 알려져 있다. 따라서 본 논문에서는 이러한 브레이크 오일의 관성효과와 관로 내부의 마찰에 따른 유량손실 및 용적에 따른 압력의 저장효과 등을 고려하여 브레이크 라인을 식 (4)~(5)와 같이 모델링 하였다.[3)]

$$I\frac{dQ_2}{dt} + RQ_2 = P_1 - P_2 \tag{4}$$

$$C\frac{dP_1}{dt} = Q_1 - Q_2 \tag{5}$$

관로를 통하여 흐른 유량은 최종적으로 캘리퍼로 들어가게 되며 누적된 브레이크 오일은 캘리퍼 내의 압력을 상승시키게 된다. 이러한 효과를 식 (6)에 나타내었다.[3,4)]

$$P_2 = K_2(\int Q_2)^n \tag{6}$$

Fig. 3은 VSC의 작동 모드가 감압인 경우 블록 내부의 브레이크 오일 흐름을 나타내며 지배 방정식은 식 (7)과 같다.

$$Q_1 = -A_{OUTLET}\sqrt{P_1 - P_{ACC}} \tag{7}$$

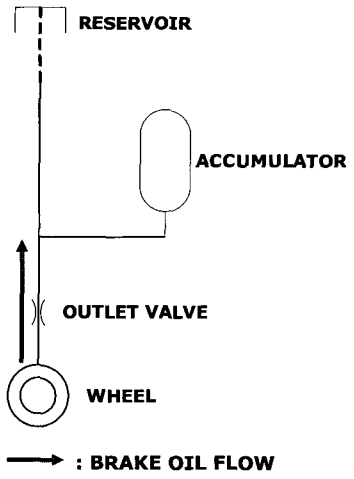


Fig. 3 Decreasing mode schematic diagram

감압 모드인 경우 Q_1은 출구 밸브를 통하여 빠져 나오는 유량을 나타낸다. 캘리퍼와 브레이크 라인 내부에서의 동역학은 증압모드에서와 같이 나타낼 수 있다.

위와 같이 수립된 VSC유압 시스템의 모델은 직접 측정이 불가능한 파라미터들을 포함하고 있다. 이러한 파라미터는 실질적으로 유압시스템의 물리적 모델에 나타나는 파라미터로서 브레이크 오일의 특성이나 밸브블록과 밸브의 형상과 관련된 물리량으로 표현이 가능하지만 본 논문에서는 수립된 수학적 모델에 나타나는, 직접 측정이 불가능한 파라미터로 구분하기 위하여 $K_1, K_2, \ldots, K_5$ 으로 표기하였다. 이러한 파라미터를 시뮬레이션 결과와 실험결과가 가깝도록 조정(fitting)하였으며 Fig. 4에 그 결과를 나타내었다. Fig. 4의 아래의 그림에 나타난 밸브 신호(valve signal)는 입구 밸브와 출구 밸브의 제어 신호를 나타내며 -1~1의 값을 가지도록 하여 -1에 가까울수록 감압이, 1에 가까울수록 증압이 빠른 속도로 일어나도록 설정한 것이다.

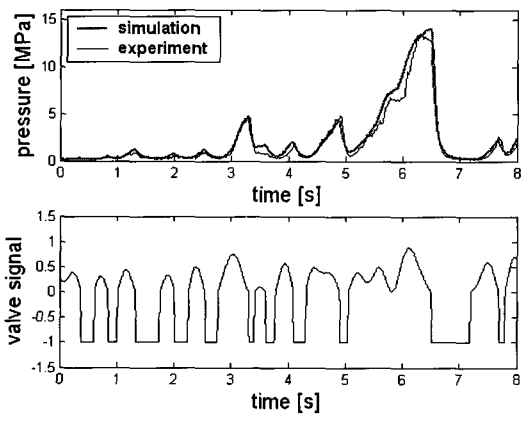


Fig. 4 Simulation and experimental results

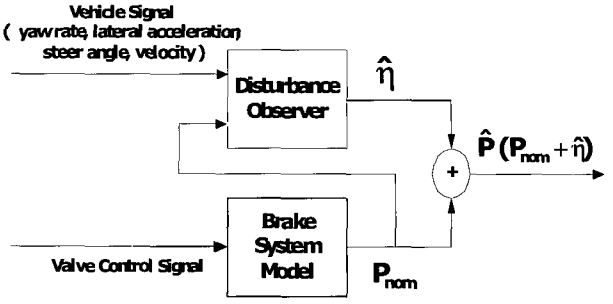


Fig. 5 Block diagram of brake pressure estimator

3. 제동 압력 추정기 설계

상용 VSC 차량에는 제동 압력을 측정하기위한 압력 센서가 설치되어 있지 않다. 따라서 부가적인 센서의 장착 없이 압력 되먹임 제어기법을 적용할 수 있으려면 제동 압력의 추정이 필요하다. Fig. 5는 이러한 제동 압력의 추정 알고리즘의 블록선도이다. 2장에서 수립된 VSC 브레이크 시스템에 대한 수학적 모델로부터 계산된 제동 압력은 약간의 오차를 포함하고 있으므로 이를 보정하기 위하여 외란 관측기(disturbance observer)를 적용하여 실제 제동 압력과 모델로부터 계산된 제동 압력의 오차를 추정하였다.

외란 관측기는 차량에 제동 압력이 차등적으로 가해질 때 요율 동역학에 영향이 나타남에 착안한 것으로서 2자유도 차량 모델을 이용하여 그 효과를 나타낼 수 있다. 차량의 관측기나 제어기의 설계에 많이 사용되는 2자유도 차량모델은 일반적으로 요율 외에도 횡 속도 또는 차체 미끄럼 각(body side slip angle)을 포함하지만 상용 차량의 경우 차체 미끄럼 각은 센서로부터 직접 측정이 되지 않을 뿐 아니라 정확한 값을 추정하기 어려운 것으로 알려져 있다. 따라서 본 연구에서는 식(8)과 같이 횡 가속도 센서 신호 $a_y(=v_x(\beta+\gamma))$를 이용하여, 차량 횡 미끄럼 각 β를 소거한 요율 동역학 모델을 사용하였다. 이 때, 차량모델에 존재하는 변수 r, δ, a_y는 모두 차량안정성제어 시스템이 장착된 차량의 요율센서, 조향각 센서 그리고 횡 가속도 센서로부터 측정되는 값이다.

$$\dot{\gamma} = -\frac{C_f C_r}{C_f + C_r}\frac{(l_f + l_r)^2}{I_z v_x}\gamma + \frac{l_f C_f - l_r C_r}{(C_f + C_r) l_f l_r e} a_y + \frac{C_f C_r}{C_f + C_r}\frac{l_f + l_r}{I_z}\delta + \frac{K_b w}{2 r_t I_z} P \qquad (8)$$

요율 동역학 식 (8)의 마지막 항에 나타나는 제동 압력 P를 $P=P_{nom}+\eta$, $\dot{\eta}=0$ 로 가정하여 관측기를 설계하면 식 (9)~(10)과 같이 나타낼 수 있으며 전체 제동 압력 추정치는 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{\hat{r}}=a_1 r+a_2 a_y+a_3\delta+a_4(P_{nom}+\hat{\eta})+l_1\tilde{r} \tag{9}$$

$$\dot{\hat{\eta}}=l_2\tilde{r} \tag{10}$$

$$\hat{P}=P_{nom}+\hat{\eta} \tag{11}$$

여기서 P_{nom}은 모델로부터 계산된 압력의 추정치를 나타내며 $a_1,\ldots,a_4$는 식 (8)에 나타난 차량모델의 파라미터 그리고 l_1, l_2는 관측기의 게인이다. 관측기 게인 l_1, l_2는 일반적인 선형 관측기 설계 기법으로부터 구할 수 있다.

4. 제동 압력 되먹임 제어기 설계

2장에 설명한 바와 같이 제동 압력의 증, 감압 속도를 제어하기 위해 사용되는 밸브는 입구 밸브와 출구 밸브이다. 본 논문에서 제안한 제어기는 입구 밸브와 출구 밸브의 제어주기 동안 각각의 밸브의 개방 시간을 2장에 수립된 모델을 바탕으로 계산한 것이다.

주어진 목표 제동 압력이 현재의 제동 압력 보다 높은 증압모드의 경우에는 출구 밸브를 닫고 입구 밸브를 개방함으로써 펌프로부터 토출된 유량이 캘리퍼로 흐르도록 한다. 이때 입구 밸브의 개방 시간은 아래의 식 (12)~(16) 같이 계산 할 수 있다.

$$P_2=K_2(\int Q_2)^4 \tag{12}$$

$$\frac{d}{dt}(P_2^{\frac{1}{4}})=K_2^{\frac{1}{4}}Q_2 \tag{13}$$

$$P_2^{\frac{1}{4}}(t+T_i)-P_2^{\frac{1}{4}}(t)=K_2^{\frac{1}{4}}Q_2T_i \tag{14}$$

한편 관로모델의 식에서 $Q_2=\frac{1}{R}(P_1-P_2)$로 단순화시키고 ($\because Q_2=\frac{1}{s+\frac{R}{I}}\frac{1}{I}(P_1-P_2)$, $\frac{R}{I}\gg 1$) $P_1\simeq P_{SS}$라고 가정하여 목표 제동 압력 $P_{REF}(t+T)$에 도달하기 위한 입구 밸브의 개방시간 T_i를 구하면 식 (15)와 같이 표현된다.

$$T_i=\frac{R(R_{REF}^{\frac{1}{4}}(t+T)-P_2(t)^{\frac{1}{4}})}{K_2^{\frac{1}{2}}(P_{SS}-P_2(t))} \tag{15}$$

이 때 밸브의 제어주기 T동안 입구 밸브의 개방시간 T_i는 T보다 길 수 없기 때문에 포화(saturation)함수를 적용하였다. 따라서 밸브의 제어주기와 밸브의 개방시간의 비율은 아래의 식 (16)으로 표현된다.

$$u=\frac{1}{T}Sat_T(T_i) \tag{16}$$

$$=\frac{1}{T}Sat_T(K\frac{(P_{REF}^{\frac{1}{4}}(t+T)-P_2(t)^{\frac{1}{4}})}{(P_{SS}-P_2(t))})$$

감압모드인 경우에도 증압모드의 경우와 유사한 과정으로 유도하면 다음의 식 (17)과 같이 된다. 감압모드인 경우에는 편의상 제어신호가 음의 값을 가지도록 음의 부호(-)를 사용하였다. 따라서 이 경우에는 제어신호 u의 값이 -1에 가까울수록 출구 밸브의 개방시간이 길어짐을 의미한다.

$$u=-\frac{1}{T}Sat_T(T_i) \tag{17}$$

$$=-\frac{1}{T}Sat_T(K\frac{(P_2(t)^{\frac{1}{4}}-P_{REF}^{\frac{1}{4}}(t+T))}{P_2(t)})$$

위와 같이 설계된 제어기는 제동 압력이 목표압력근방에 도달한 경우 잦은 모드변경을 야기 시킨다. 이러한 잦은 모드변경은 목표 제동 압력 근방에서 제동 압력이 심하게 떨리는 현상(chattering)을 야기 시킨다. 따라서 이를 방지하기 위하여 허용 오차를 설정하여 목표압력 근방에서는 현재의 제동 압력을 유지하도록 제어하였다.

5. 실험 결과

3장에서 설계한 제동 압력 추정기로부터 계산된 제동 압력을 되먹임 신호로 하여 제어기의 성능을 검증하기 위한 실험을 실시하였다. Fig. 6은 실험 장치를 나타낸 것으로서 VSC 브레이크 시스템은

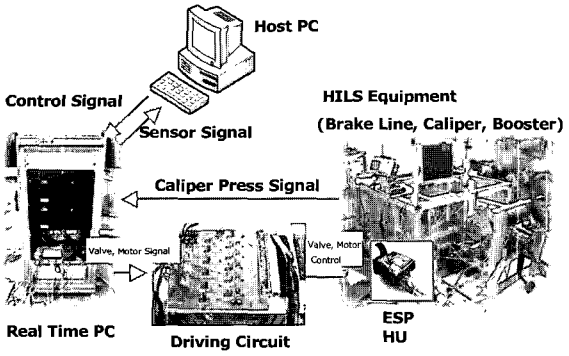


Fig. 6 Experimental setup

실제 하드웨어, 이에 대한 제어 및 추정 알고리즘과 차량 모델은 시뮬레이션 모델로 구성 되어있으며 실시간으로 시뮬레이션을 수행하기 위하여 실시간 컴퓨터(real time PC)를 사용 하였다.

Fig. 7은 계단형(step)의 주기적인 목표 제동 압력을 인가한 경우로서 정상상태 오차가 0.475 MPa 정도 발생함을 볼 수 있었다. 이는 초기 설정된 압력 허용 오차(0.25 MPa)로 인한 효과와 압력 추정 오차에 기인한 것으로서 실제 제동 압력보다 높게 제동 압력을 추정하여 실제 제동 압력이 목표 제동 압력 근방에 도달한 것으로 제어기에서 인식이 되어 나타난 현상으로 볼 수 있었다.

또한 목표 제동 압력에 도달하는데 일정한 지연이 발생함을 볼 수 있었는데 이러한 압력 상승 지연은 펌프로부터 토출되는 최대 유량의 한계, 펌프를 구동하는 모터의 정상상태 도달시간 그리고 일정압력 이하에서 캘리퍼의 부피팽창으로 인한 압력 상승 지연효과가 복합적으로 작용한 것으로 해석할 수 있었다.

Fig. 8은 램프(ramp)파형의 목표 제동 압력을 주기적으로 인가한 경우로서 정상상태 오차가 0.396 MPa 정도 발생함을 볼 수 있었다. 앞의 실험결과에 비하여 제동 압력이 정확히 추정되어 비교적 작은 오차가 발생한 것으로 해석되며 정상상태에서도 입구 밸브가 개방이 되어 있으므로 펌프에서 불연속적으로 토출되는 유량으로 인한 압력의 진동현상을 볼 수 있었다.

Fig. 9는 사인(sine)파형의 목표 제동 압력을 인가한 경우로서 증압인 경우 보다 감압 시 더욱 큰 압력추종 오차가 발생함을 볼 수 있었다. 이는 감압 시에 밸브 양단에 형성된 압력 차이가 증압인 경우보다 높아서 약간의 밸브 개방만으로 압력이 크게 하강하기 때문인 것으로 해석할 수 있었다.

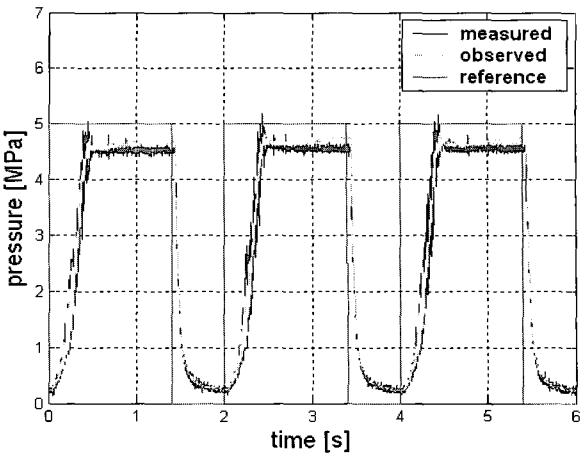


Fig. 7 Response of the hydraulic unit to step command

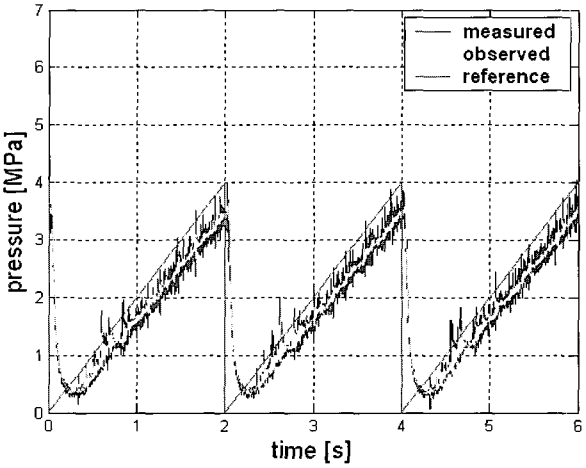


Fig. 8 Response of the hydraulic unit to ramp command

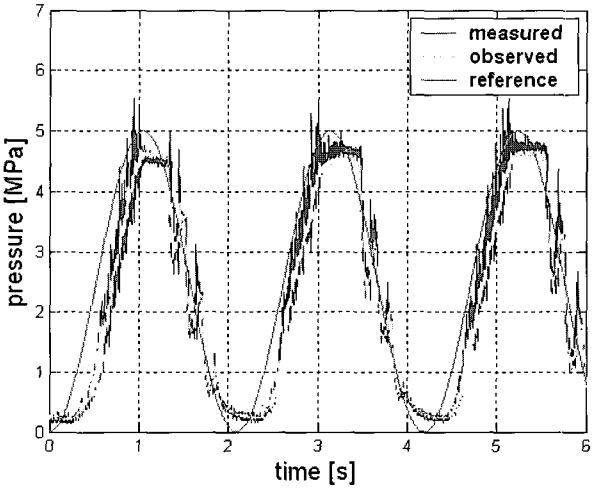


Fig. 9 Response of the hydraulic unit to sinusoidal command

6. 결 론

본 논문에서는 VSC유압 시스템에 대하여 압력 제어의 견실성과 정밀성을 향상시키기 위하여 되먹임 압력 제어기를 설계하였다. 이를 위하여 VSC 유압시스템에 대한 수학적 모델을 물리적인 지배방정식에 기초하여 구성하였다. 구성된 모델은 다수개의 미지의 파라미터를 포함하므로 실험결과와 시뮬레이션 결과를 이용하여 파라미터를 조정(fitting)하여 정확도를 높였다. 수립된 모델을 바탕으로 제동 압력을 계산하고 계산된 제동 압력과 실제 압력의 오차를 차량의 거동을 바탕으로 관측하여 제동 압력 추정기를 설계하였다. 추정된 제동 압력은 모델에 기반 하여 설계된 되먹임 제어기의 되먹임 신호로 사용되었으며 추정기와 제어기를 통합한 전체 제동 압력 제어기의 성능을 실험을 통하여 검증하였다.

후 기

이 연구는 2005년도 (주)NGV의 연구비 지원에 의하여 수행되었으며 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1) 허재웅, 'ESP용 유압시스템의 해석 및 제어에 관한 연구', 서울대학교 공학박사 학위논문, 2004.

2) H. E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley and Sons, Inc., pp. 25-53, 1967.

3) M. L. Kuang, M. Fodor and D. Hrovat, "Hydraulic Brake System Modeling and Control for Active Control of Vehicle Dynamics", Proceedings of American Control Conference, pp.4538-4542, 1999.

4) Qingyuan Li, Keith W. Beyer and Quan Zheng, "A Model - Based Brake Pressure Estimation Strategy for Traction Control System", Society of Automotive Engineers, SAE paper No. 2001-01-0595, 2001.

5) Ming-chin Wu and Ming-chang Shih, "Simulated and Experimental Study of Hydraulic Anti-lock Braking System Using Sliding-mode PWM Control", Mechatronics, Vol. 13, pp. 331-351, 2003.

6) Seungho Choi, Jinkoo Lee and Inyong Hwang, "New Generation ABS Using Linear Flow Control and Motor Speed Control", Society of Automotive Engineers, SAE paper No. 2003-01-0254, 2003.

7) Math Works, "Simulink-Model Based and System Based Design", Mathworks, 2002.