

자동차 ESP 유압 모듈레이터의 수격 특성에 관한 연구

김병우^{1*}

¹울산대학교 전기공학부

A Study on the Pulsation Characteristics of ESP Hydraulic Modulator

Byeong-Woo Kim^{1*}

¹Department of Electrical Engineering, Ulsan University

요 약 본 연구에서는 유압이 작용하는 유압 모듈레이터의 솔레노이드 밸브에 대한 동특성을 실험과 수학적 방법을 이용하여 해석하였다. 마스터 실린더에 작용하는 유압이 솔레노이드 밸브 동특성에 미치는 영향을 해석하였다. 유압 장치에서 수격 압력은 소음과 진동 등과 같은 악 영향을 유발하게 된다. 이 수격 압력을 축소시키기 위하여 20kHz 대역의 고속 PWM 제어 방법을 도입하였다. 한편으로, 본 해석을 통하여 자동차 총합자세제어장치에서 발생하는 전자력과 유압 특성을 제안할 수 있었다. 결론적으로, 솔레노이드 밸브의 동특성 해석을 통하여 자동차 전자식 안정화 장치에 대한 제어 기준으로 활용할 수 있음을 확인할 수 있었다.

Abstract In this study, mathematical modeling and experimental analysis were executed in order to evaluate the valve dynamic characteristics when the hydraulic pressure applied. High pressure on the master cylinder effects on the valve dynamic characteristics have been analyzed. The pulsation pressure generated in hydraulic systems causes noise, vibration and odd effect to the system. To reduce the pulsation pressure, high frequency PWM control of 20KHz was attempted. Also, an analytic method is proposed for the resultant forces of electromagnetism and hydraulic pressure generated in the real vehicle electro stability program. Consequently, results of solenoid valve dynamic characteristics analysis derived in the study can be confirmed criteria for the optimal control of electronic stability program system.

Key Words : Electronic Stability Control, Pulsation, Solenoid Valve

1. 서론

자동차 안전에 대한 관심이 증대되면서 제동장치에 대한 전자화가 급속히 증대되고 있다. 이의 대표적인 사례가 1978년 Bosch에 의하여 개발된 미끄럼방지제동장치(ABS)를 들 수 있다. 이후에 일반 자동차 제동장치와 동력발생장치를 종합적으로 제어하는 차량자세제어(ESP)에 적용되기 시작하였다. 자동차 ABS 및 ESP 장치에서 유압 모듈레이터는 솔레노이드 밸브를 비롯하여 다양한 부품으로 구성되어 있다. 이 중에서도 솔레노이드 밸브는 유압 모듈레이터 특성을 결정하는 가장 중요한 핵심 부

품이다.

자동차 ABS, ESP에 적용되는 솔레노이드 밸브에서 비례제어 방식의 밸브는 제어특성 측면에서 우수한 장점을 지니고 있음에도 불구하고 가격이 고가이기 때문에 제한적으로 적용되고 있다. 이 같은 이유 때문에, 자동차용 솔레노이드 밸브는 On/ Off 방식의 밸브가 주류를 이루고 있다. 따라서, On/ Off 방식의 솔레노이드를 활용하여 비례제어 밸브에 근접하는 성능을 얻게 되면 가격적 경쟁력 확보와 함께 제어 성능을 향상시킬 수 있을 것이다. 본 연구에서는 이 같은 문제점을 해결하기 위하여 다양한 제어 방법을 제안하여 타당성을 검증하고자 한다.

본 연구는 울산대학교 전기공학부 일류화사업 지원에 의하여 실시되었습니다.

*Corresponding Author : Byeong-Woo Kim

Tel: +82-10-3413-6018 email: bywokim@ulsan.ac.kr

접수일 12년 07월 11일

수정일 (1차 12년 08월 02일, 2차 12년 08월 20일)

게재확정일 12년 09월 06일

자동차용 솔레노이드 밸브 및 유압 모듈레이터에 연구는 전자기적인 부품에 대한 연구가 주류를 이루고 있다. 이의 대표적인 연구로서는 솔레노이드 밸브의 전자력 및 자장특성에 대한 사례를 들 수 있다.[1] 또한, 자동차 ABS, ESP 시스템에서 기 설정된 솔레노이드 및 유압 모듈레이터를 이용한 시스템 제어 기술에 집중되어 있다.[2],[3]

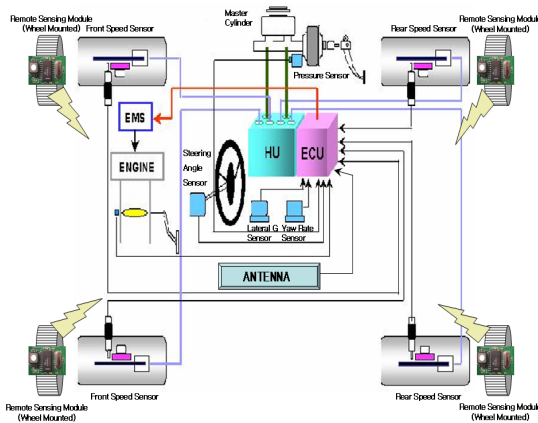
일부 자동차 ABS 및 ESP관련 유압 모듈레이터 해석 연구에서는 작용 유압 및 유량을 고려한 솔레노이드 및 유동 특성을 해석하였으나 압력 증감 단계에서 발생하는 천이영역의 맥동특성 연구는 실시하지 않았다.[4] 또한, 기존 연구에서는 일반적인 On, Off 솔레노이드 밸브를 이용하는 응용 기술개발에 치중하였고 비례제어밸브 성능에 준하는 기능구현 연구는 실시하지 않았다.[5],[6]

따라서, 본 연구에서는 솔레노이드 밸브의 전자장 해석 특성을 기반으로 하여 일반적인 유량 및 유압 방정식을 적용하고 여기에 파동방정식을 적용하여 천이영역에서 발생하는 수격 특성을 정량적으로 해석하고자 하였다. 이를 통하여, 자동차 ABS 및 ESP 시스템에서 제동 및 주행 안전성 확보에 필요한 제어기술의 기반을 제공하고자 한다.

2. ESP 맥동 특성 해석

2.1 수격 특성의 수학적 모델링

자동차 ESP 시스템은 조향각, 종방향 가속도, 압력센서 정보를 기본으로 하고 타이어 압력 및 온도를 부가정보로 하여 총합적인 자동차 자세제어를 하는 것이다.



[그림 1] 자동차 ESP 장치 구성도
[Fig. 1] System diagram of vehicle ESP

본 ESP 장치의 성능을 결정하는 핵심 요소는 HU로 나타난 유압장치이기 때문에 이에 대한 정량적 해석이 필요하다. 특히, 솔레노이드 밸브의 On, Off 동작에 의한 수격해석이 중요하다. ESP 유압 장치에서 발생하는 수격 현상 해석을 위해서는 전달함수법과 특성곡선법이 이용된다. 본 연구에서는 솔레노이드 밸브에서 발생하는 급격한 유량 변화에 따른 맥동 현상 해석을 위하여 특성곡선법을 적용하였다. 이를 위하여, 운동방정식과 연속방정식을 이용한 유압 관로의 유체 유동을 다음과 같이 가정하여 실시하였다.

- 1) 내부 유동은 비정상 층류 유동
- 2) 내부 유동은 축 대칭으로서 반경 방향 흐름 무시
- 3) 유체 온도를 비롯한 물성값 일정

위의 가정에 기초하여 유체 유동에 대한 네비어 스톡스(navier-stokes) 연속방정식과 운동방정식은 아래 식 (1), (2)와 같이 나타낼 수 있다.

연속방정식

$$\frac{\partial P}{\partial t} + V \frac{\partial P}{\partial x} + E_{ol} \frac{\partial V}{\partial x} \quad (1)$$

운동방정식

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - \nu \left(\frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (2)$$

식 (1), (2)를 조합하면 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \left(V + \frac{\lambda}{\rho} \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \lambda \left[\frac{\partial V}{\partial t} + \left(V + \frac{E_{ol}}{\lambda} \right) \frac{\partial V}{\partial x} \right] - \lambda \nu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (3)$$

압력 P와 유속 V의 종속 변수인 위치 x, 시간 t를 t만의 함수로 변환시키면 다음과 같은 미분방정식으로 나타낼 수 있다. 작동 유체가 시간 변화에 따라서 발행하는 압력변화, 속도변화, 위치변화를 식 (4), (5), (6)로 나타냈다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} \frac{dx}{dt} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{dx}{dt} = V + \frac{\lambda}{\rho} = V + \frac{E_{ol}}{\lambda} \quad (6)$$

여기서, $\lambda \frac{1}{2} = \pm \sqrt{E_{ol}\rho}$

또한, 식 (3)을 아래 식 (7)로 변환하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{dP}{dt} + \sqrt{E_{ol}\rho} \frac{dV}{dt} - v\sqrt{E_{ol}\rho} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (7)$$

식 (7)은 정방향 파동특성 식 (8), 역방향 파동특성 식 (9)와 같은 상미분 방정식으로 나타낼 수 있다.

$\lambda \frac{1}{2} = +\sqrt{E_{ol}\rho}$ 인 경우(C^+ 곡선)

$$\frac{dP}{dt} + Z_{lo} \frac{dQ}{dt} + v\sqrt{E_{ol}\rho} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{dx}{dt} = V + c$$

$\lambda \frac{1}{2} = -\sqrt{E_{ol}\rho}$ 인 경우(C^- 곡선)

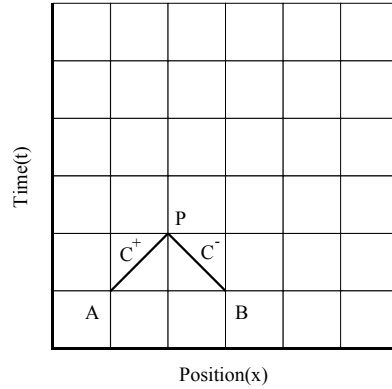
$$\frac{dP}{dt} - Z_{lo} \frac{dQ}{dt} - v\sqrt{E_{ol}\rho} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) = 0 \quad (9)$$

$$\frac{dx}{dt} = V - c$$

여기서, $C = \sqrt{\frac{E_{ol}}{\rho}}$: 압력팽창속도

$Z_{lo} = \frac{\sqrt{E_{ol}\rho}}{A}$: 특성파워저항

식 (8), (9)를 기준으로 하여, 관 내부 마찰을 고려한 항목 F_A , F_B 를 도입하면 정방향과 역방향의 압력 변화는 식 (10), (11)로 나타낼 수 있다.



[그림 2] 압력 전달에 대한 특성곡선
[Fig. 2] Characteristics curve of pressure propagation

$$C^+ : P_P = P_A - Z_{lo}(Q_P - Q_A) - F_A = P_A - Z_{lo}Q_P + Z_{lo}Q_A \quad (10)$$

$$C^- : P_P = P_B + Z_{lo}Q_P - Z_{lo}Q_B + F_B = C_M + Z_{lo}Q_P \quad (11)$$

C_P, C_M : A 점과 B 점의 파동 전파속도

$$C_P = P_A + Z_{lo}Q_A - F_A \quad (12)$$

$$C_M = P_B - Z_{lo}Q_B + F_B \quad (13)$$

따라서, ESP 유압장치에서 발생하는 정방향, 역방향의 수격 압력 및 유량변화는 다음 식(14), (15)로 표현할 수 있다.

$$P_P = \frac{1}{2}(C_P + C_M) \quad (14)$$

$$Q_P = \frac{1}{2Z_{lo}}(C_P - C_M) \quad (15)$$

또한, 관 마찰 저항과 원주 방향 변위에 의하여 발생하는 압력 손실도 다음 식으로 나타낼 수 있다.

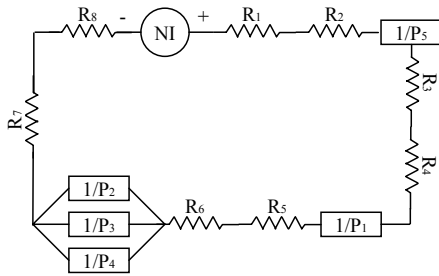
$$F(x, t) = \frac{P_{Reib}}{\Delta x} \quad (16)$$

$$\frac{\partial P_{Reib}}{\partial x}(x, t) = \frac{8v\rho}{\pi R^4} Q(x, t) + \frac{4v\rho}{\pi R^4} [I_1(x, t) + I_2(x, t) + I_3(x, t)] \quad (17)$$

2.2 수격 특성의 Simulation 해석

2.2.1 수격 특성을 고려하지 않은 경우

ESP 유압 모듈레이터의 솔레노이드 밸브는 유압이 작용되기 되기 때문에 전자장 해석은 물론이고 작용 유압에 의한 운동방정식, 압력 및 유량방정식을 이용한 정확한 해석이 요구된다. 이를 위하여, ESC 유압 모듈레이터의 솔레노이드 밸브에 작용하는 전자력과 밸브의 운동방정식에 의한 밸브의 변위, 속도, 가속도를 먼저 연산하였다. 솔레노이드에 대한 자기 회로는 전기 회로에 준하여 나타낼 수 있기에 다음과 같이 자기 저항은 R, 퍼미언스로 P로 나타냈다.



[그림 3] 솔레노이드 밸브에서 자기 등가 회로
[Fig. 3] Magnetic equivalent circuit of sol. valve

위 그림의 자기회로를 세부 합성 퍼미언스 P_A , P_B , P_C 로 나타내고 이를 전체 합성 퍼미언스와 작용력을 나타내면 식 (17), (18)과 같다.

$$P_S = \frac{P_A \cdot P_B \cdot P_C}{(P_A \cdot P_B) + (P_A \cdot P_C)} \times \frac{P_A \cdot P_B \cdot P_C}{(P_A \cdot P_C)} \quad (17)$$

$$F_{mag} = \frac{1}{2} \Phi^2 \left(\frac{1}{P^2_{AS} \frac{dP}{dZ} + \frac{1}{P^2_{BS} \frac{dP}{dZ}}} + \frac{1}{P^2_{CS} \frac{dP}{dZ}} \right) \quad (18)$$

이를 통하여, 도출된 솔레노이드 밸브의 가동자 변위에 따라서 발생하는 입구와 출구 밸브의 유량은 유량 방정식을 이용하였다. 또한, 모터 회전에 의한 펌프 변위를 구하고 이로 인하여 발생하는 압력을 구하였다. ESP 유압 모듈레이터 구성 요소에 대한 운동 방정식과 압력, 유량 방정식을 이용하여 특정 조건에 대한 압력, 변위, 속

도, 가속도, 유량 등의 변수 값을 계산하고 저장하도록 하였다.

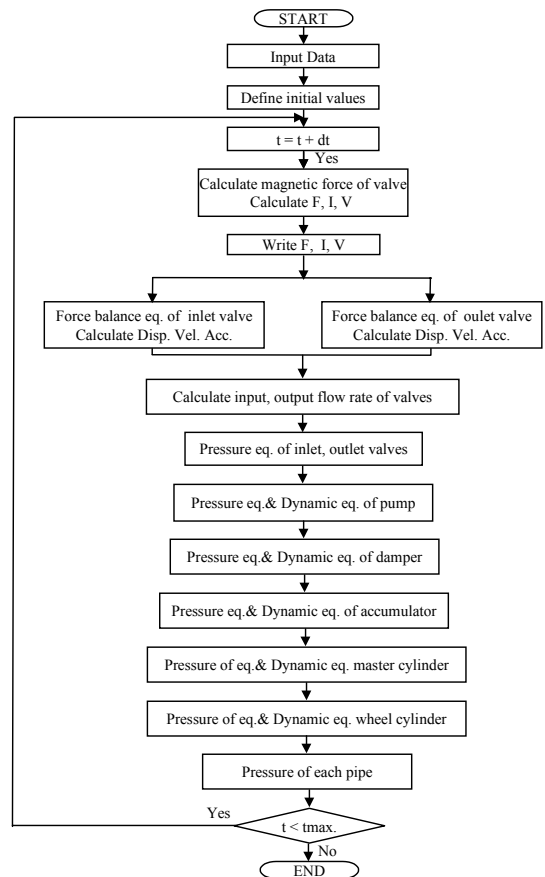
$$\dot{P}_{iv} = \frac{\beta}{V_{iv}} (Q_{iv1} - Q_{iv2} - \dot{V}_{iv}) \quad (19)$$

$$Q_{iv1} = C_d A_{iv1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_{iv})} \quad (20)$$

$$Q_{iv2} = C_d A_{iv2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{iv} - P_2)} \quad (21)$$

솔레노이드 밸브의 가동자 변위 등의 물리량은 물론이고 발생 전자력, 작용 압력에 의한 밸브의 운동 방정식은 식 (22)와 같다.

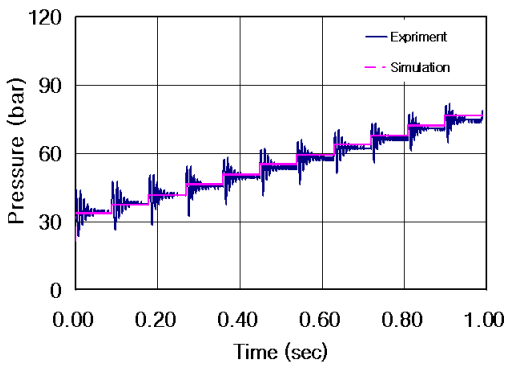
$$m_{iv} \ddot{x}_{iv} + C_{iv} \dot{x}_{iv} + k_{iv} (x_{iv-o} + x_{iv}) = F_{iv-mag} - P_{iv} A_{iv} \quad (22)$$



[그림 4] 일반 유압 연산을 위한 흐름도
[Fig. 4] Flowchart for general pressure computation

Fig. 4는 위의 ESP 유압 모듈레이터에 작용하는 유량 및 유압 방정식의 특성 모사를 위한 흐름도이다. Fig. 5는 ESP 유압 모듈레이터에서 발생하는 계단 형태의 압력 변화를 나타낸 것이다. 계단 형태의 압력 증대곡선 주기는 90msec를 적용하였고, PWM 제어 조건은 100Hz, 70% 듀티 비율(3msec)을 적용한 것이다. 증압 단계에서 계단 형태로 발생된 압력은 15bar 단위로 증가하였다. 실제 제어장치를 이용하여 실험에서는 20bar 내외의 수격이 발생되나 수격 조건을 고려하지 않은 일반 유량 및 유압방정식을 고려한 해석에서는 수격이 발생하지 않음을 확인할 수 있다.

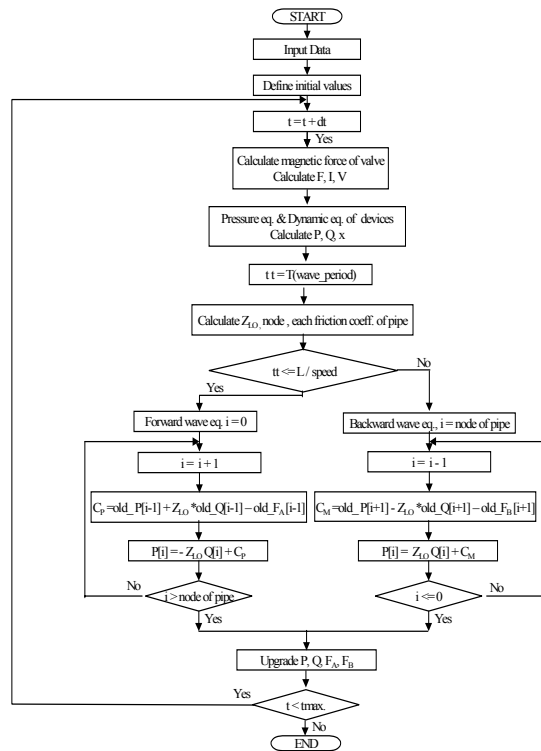
또한, 본 연구에서는 이론해석의 결과를 검증하기 위하여 유압 작동유(비중:0.870, 점도:104, 융점:-30°C)를 활용한 실제 유압 모듈레이터에 대하여 평가를 실시하였다.



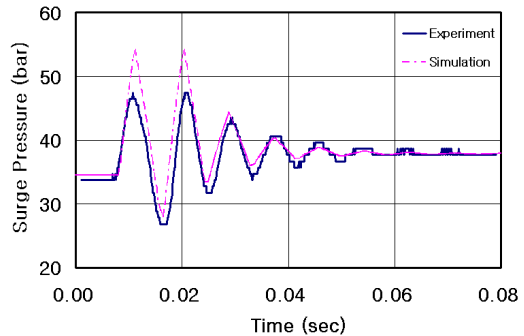
[그림 5] 유압 모듈레이터에서 유압의 이론 및 실험 결과 비교
 [Fig. 5] Comparison of simulated and experimental results of pressure variation at hydraulic modulator

2.2.2 수격 특성을 고려한 경우

일반 유량 및 압력 방정식을 탈피하여 ESP 유압 모듈레이터에서 발생하는 유압 라인의 유체 파동을 고려한 해석을 실시하였다. 솔레노이드 밸브의 전자력과 유압 모듈레이터의 유량 및 압력 방정식을 기반으로 하되 유압 라인의 파동 방정식을 도입하였다. 다음 단계에서는 파동 방정식에서 사용하는 각 상수 및 변수 값을 계산하도록 하였다. 유압 라인의 해석 절점(node) 개수를 결정하고 각 해석 점에서 압력과 유량 특성을 계산한다. 파동의 주기가 배관 길이/파동 속도보다 작으면 전진파, 크게 되면 후진파로 나누어 각 경우의 방정식을 적용하였다.

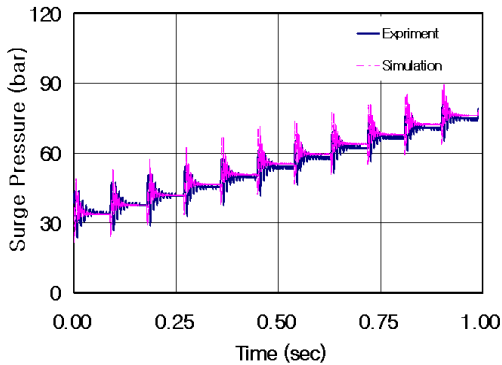


[그림 6] 수격 연산을 위한 흐름도
 [Fig. 6] Flowchart for pulsation computation



[그림 7] 차륜에서 수격의 이론 및 실험 결과(단독)
 [Fig. 7] Comparison of simulated and experimental results of pulsation in wheel cylinder (single pulsation)

Fig. 7, Fig 8은 솔레노이드 밸브에 대하여 100Hz, 50% 듀티 비율의 PWM 제어 조건을 인가하였을 때, 차륜 실린더에서 발생하는 수격 압력을 나타낸 것이다. Fig. 7은 차륜 실린더 압력이 38bar일 때, 발생하는 수격 맥동의 해석 결과이다. Fig. 8은 차륜 압력이 38에서 80bar까지 가변될 때, 연속적인 수격 압력의 해석 결과이다. 특성 곡선법을 이용한 해석결과와 실험 해석 결과가 잘 일치함을 확인하였다.



[그림 8] 차륜에서 수격의 이론 및 실험 결과(연속)
 [Fig. 8] Comparison of simulated and experimental results of pulsation in wheel cylinder(conti. pulsation)

Fig. 8에서 알 수 있듯이, 차륜 압력이 증가함에 따라 서 맥동 압력 크기는 감소되었다. 이는 차륜 압력이 증가함에 따라서 마스터 실린더에서 공급되는 유체 에너지가 감소되기 때문이다. 차륜 압력이 38bar일 때, 최대 수격 압력 크기는 20bar이고 안정화되는데 걸리는 시간은 50msec이다.

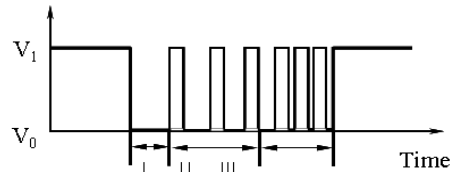
이 수격 압력은 마스터 실린더에서 공급되는 유체 에너지가 입구 밸브에 의하여 열림에서 닫힘으로 변환되는 순간에 발생되었다. 또한, 이 수격 압력은 입구 밸브와 차륜 실린더를 연결하는 관로를 통하여 파동 형태의 압축과 팽창이 반복되어 50msec 동안 지속되었다. 이를 통하여 ABS 장치가 주로 작동되는 30~80bar 대역에서 20bar 내외의 수격을 확인하였는바, 발생 수격이 제동 특성에 미치는 영향 평가가 필요하다. 따라서, ABS 유압 장치에서 발생하는 수격 현상의 정확한 해석과 저감 방안이 제시된다면 제동 장치의 성능 향상에 크게 기여할 것이다.

2.3 고속 PWM 제어를 이용한 저감 방안

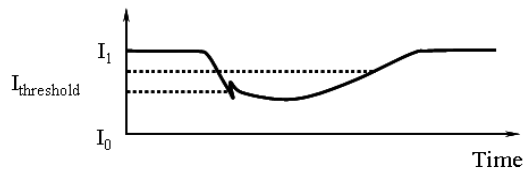
일반 PWM 제어를 실시하면 밸브 가동자가 열림에서 닫힘으로 고속으로 변환되어 마스터 실린더에서 차륜 실린더로 공급되는 유량이 급속히 차단되기 때문에 커다란 수격이 발생된다. 이 같은 문제를 해결하기 위하여, 수격 압력이 발생하는 시점에 20kHz의 고속 PWM 제어를 도입하여 밸브의 가동자 변위를 비례제어 밸브와 같이 선형적으로 변화하도록 하였다.

Fig. 9는 고속 PWM 제어 개념을 나타낸 것으로서 I 단계는 밸브 가동자 열림에 필요한 전자기력을 공급한다. II, III 단계는 I 단계에 공급된 전자기 에너지를 기반으로 하여 부가적으로 전자기 에너지를 지속적으로 증가시켜 지속적인 가동자 변위를 유발하게 된다. 따라서, 본 고

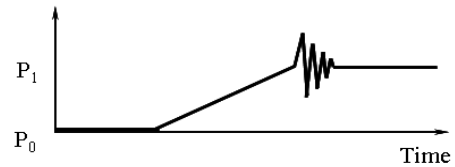
속 PWM 유압제어에서 수격이 발생하는 시점은 II 단계라 할 수 있다. Fig. 10은 20kHz로 제어하는 고속 PWM 제어에서 발생하는 수격 압력을 나타낸 것인데, 수격 압력이 10bar 내외로서 차륜 실린더에서 발생하는 수격 압력 저감에 큰 효과를 나타냈다.



(a) high speed PWM signal



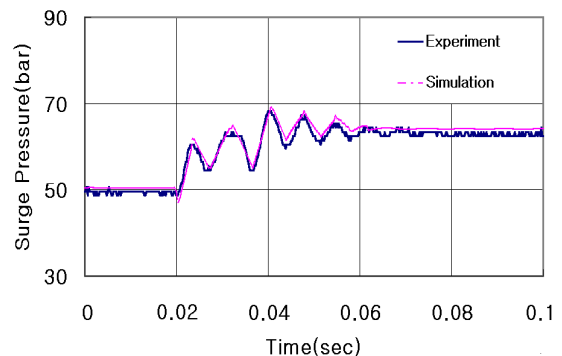
(b) current variation



(c) pressure variation

[그림 9] 고속 PWM 제어의 제어 개념
 [Fig. 9] Control concepts of high PWM control

고속 PWM 제어를 실시하였을 때, 수격 파형은 일반 PWM 제어 방법에 비하여 수격 크기가 50% 저감되고 증압에서 유지로 전환되는 천이 단계에서 압력 변화가 완만하게 발생되었다.



[그림 10] 고속 PWM 제어의 이론과 실험 결과
 [Fig. 10] Comparison of simulated and experimental results of high speed PWM control

고속 PWM 제어를 실시하게 되면 밸브 작동자의 위치 변환 속도의 제어를 통하여 밸브 작동자의 급격한 위치 변환을 방지할 수 있었다. 따라서, 위의 실험 및 수치 해석을 통하여 차륜 실린더에서 발생하는 맥동 저감에 고속 PWM 제어가 유효함을 확인할 수 있었다.

3. 결론

자동차 주행안정에 핵심적인 ESP 유압 모듈레이터의 핵심 구성 부품을 수학적으로 모델링하고 이를 통하여 수격압력의 변화와 특성을 정량적으로 해석할 수 있었다. 또한, ESP 유압 모듈레이터에서 발생하는 수격의 해석과 더불어 이를 저감시킬 수 있는 고속 PWM 기법을 적용하여 50%의 성능향상 방법을 제시하였다.

1. 자동차 ESP 유압 모듈레이터의 구성부품에 대한 전자기 해석 및 유량, 유압 방정식을 연계하는 전기-기계 융합 방식의 수학적 모델링 방법을 도입하여 실제 평가결과에 근접하는 결과를 얻을 수 있었다.
2. 유압 및 유량 방정식을 기반으로 하는 유량 및 유압 방정식을 탈피하여 부가적으로 유압 라인에 작용하는 파동방정식을 적용하여 ESP 유압 라인에 작용하는 수격 현상을 모사할 수 있었다. 수격 주기는 10msec 주기로 50msec 동안 주기적으로 발생되어 제동특성에 악 영향을 끼치게 된다.
3. 일반 저속 PWM 제어에서 발생하는 맥동을 저감하는 방법으로 제안한 20kHz 고속 PWM 방법을 적용하여 맥동 크기를 50% 저감시킬 수 있었다. 이를 통하여, 저가의 일반 솔레노이드 밸브를 활용하여 비례제어 밸브에 근접하는 특성을 얻을 수 있었다.

References

[1] T. Naito and H. Takeuchi, Hiromu Kuromitsu., "Development of Four Solenoid ABS", SAE 960958, pp.198-199, 1996.

[2] Y. Imoto, et al., "High-efficiency Brake Pressure Controls in ABS", SAE 9837427, pp. 655-660, 1998.

[3] J. H. Yu, et al., "The Vibration of Effective Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic Systems", Trans. of the ASME, Vol. 116, No. 3, pp. 146-150, 1994.

[4] Wylie, B. G., "Fluid transient", McGraw-Hill, pp. 23-30, 1978.

[5] Wiggert, D. C., Sundquist, M. J., "The Effect Gaseous Cavitation on Fluid Transients", Journal of Fluids Engineering, Vol. 101, No. 10, pp. 79-86, 1979.

[6] Kim, K. H., Choi. M. J. and Lee K W., "A Study on the Reduction in Pressure Ripples for a Bent-axis Piston Pump by a Phase Interference", Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 21, No. 9, pp. 103-110, 2004.

김 병 우(Byeong-Woo Kim)

[정회원]



- 1990년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과 졸업(석사)
- 2002년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과(박사)
- 1989년 4월 : 일본 KOSAKA 연구소 초빙 연구원
- 1994년 1월 ~ 2006년 2월 : 자동차부품연구원 전장기술연구센터장
- 2006년 3월 ~ 현재 : 울산대학교 전기공학부 부교수

<관심분야>

자동차 전자제어, 지능형 자동차, 친환경 자동차