

유압 감쇄기의 상태공간 모델에 대한 연구

이재천*

An Investigation into the State-Space Model for a Hydraulic Attenuator

Jae-Cheon Lee*

ABSTRACT

The hydraulic acoustic attenuator for an automotive active suspension system is so highly nonlinear and of high order that the analysis in time-domain has been performed quite little. In this paper, a state-space representation of the dynamics for a hydraulic attenuator was presented utilizing the electrical analogy. And the results of experiment were compared with those of simulation to validate the state-space model proposed. The comparison revealed that the state-space model proposed is practically applicable to estimate the dynamic responses of the hydraulic attenuator in time-domain.

Key Words : Hydraulic Attenuator(유압감쇄기), Active Suspension System(능동형 현가시스템), State-space Model(상태공간모델), Ripple Pressure(압력 맥동)

기호설명

A, B	시스템 행렬	$Q_{i,o}$	입, 출력 유량
$A_{1,2}$	입, 출력 파이프의 내부면적	$R_{1,2,3}$	저항
A_d	입, 출력 파이프의 면적 차이	$t, \Delta t$	시간, 시간 간격
$C_{1,2,3}$	캐페시턴스	$V_{i,o}$	입, 출력 전압
$d_{1,2}$	입, 출력 파이프의 내경	Vol	팽창실의 내부 체적
f	맥동 주파수	X	상태 변수 벡터
h	입, 출력 파이프의 두께	$x_{1,\dots,4}$	상태 변수들
$i_{1,\dots,5}$	각 도선의 전류	α_r, α_i	조정 상수들
$l_{1,2}$	입, 출력 파이프의 길이	βe	체적탄성계수
$L_{1,2,3}$	각 코일의 임피던스	μ	절대 점도
$P_{i,o}$	입, 출력 압력	ρ	오일의 질량 밀도
		ω	펌프 회전 각속도

2002년 1월 4일 접수
* 계명대학교 기계·자동차공학부

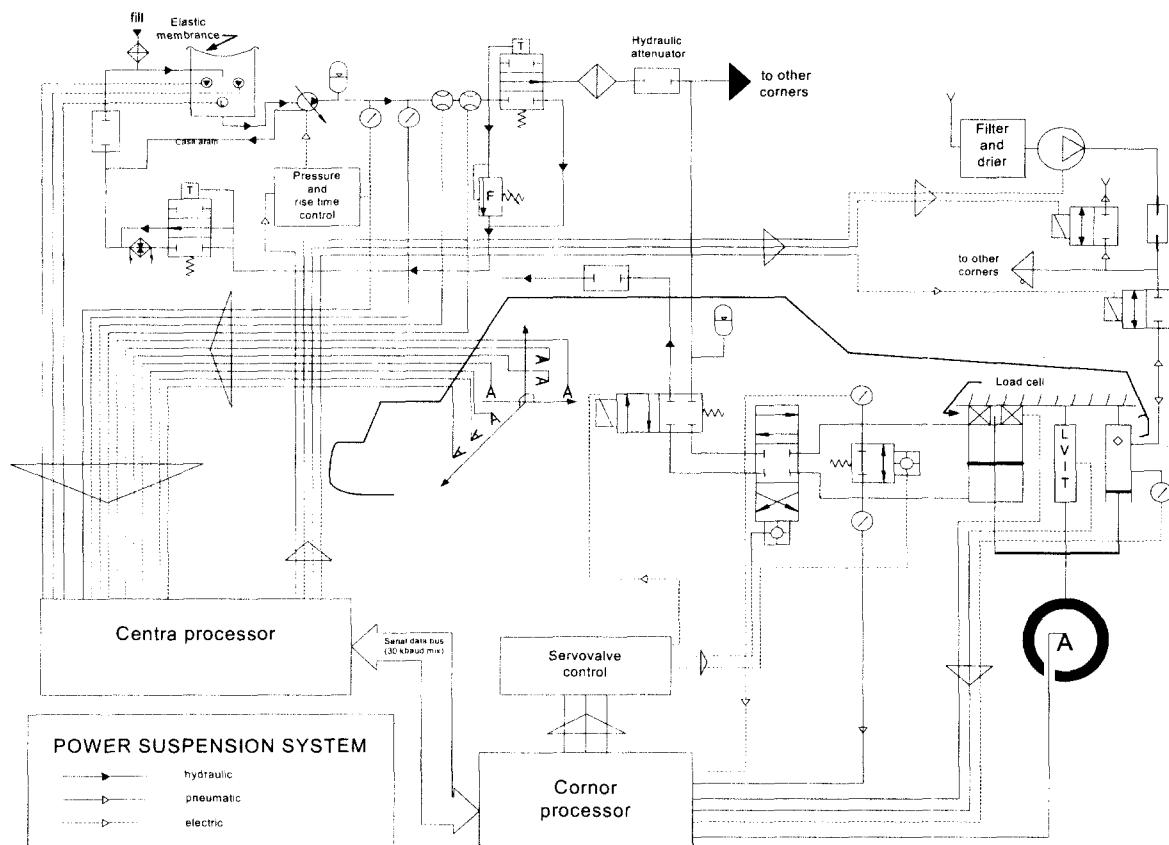


Fig. 1 Schematic circuit of active suspension system

1. 서론

Fig. 1은 1990년대 초 미국 포드(Ford)자동차에서 개발된 전기유공압(Electro-Hydro-Pneumatic) 방식의 능동형 현가시스템의 구성도이다.

Fig. 1에서 보듯이 자동차 능동 현가장치 구동용 유압시스템은 피스톤식 가변유량 유압펌프와 서보밸브, 각종 압력제어 밸브, 유압 액추에이터 및 유압감쇄기 등으로 구성된다. 유압 시스템 내 유압 펌프의 토출 압력 및 유량 맥동이 유압관로계를 통하여 전파되면서 매우 큰 진폭의 압력 맥동(Ripple Pressure)을 유발할 수 있으며 이와 같은 압력 맥동은 시스템의 과손과 소음을 유발하는 요인이 된다.¹⁾ 따라서 능동형 현가시스템의 유압 관로계 각 부에서의 급격한 압력변동을 완화시키는 방법으로 써 국내연구자들은 유압관로 상의 최적의 위치에

어큐му레이터(accumulator)를 설치하는 방법과 점탄성 고압호스를 사용하는 방법을 적용하여 왔다.²⁾ 그러나 포드자동차는 그 구조의 간편함과 경제성을 들어 Fig. 1에서와 같이 유압감쇄기를 적용하였다. 유압감쇄기의 골격도는 Fig. 2와 같다.

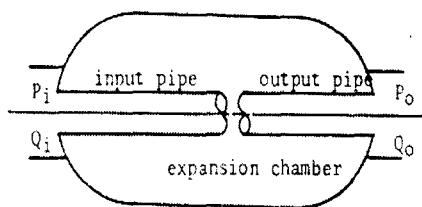


Fig. 2 Schematic of hydraulic attenuator

또한 능동형 현가시스템의 유압관로계 성능해석 방식으로는 전달 메트릭스 방식을 주로 이용하였다.^{1,2)}

전달 메트릭스 방식은 어큐뮬레이터를 비롯한 유압 관로계의 주파수 응답특성을 해석하는데 매우 유용하다. 유압 감쇄기 역시 전달메트릭스 방식에 의하여 주파수 응답 특성을 해석할 수 있다.³⁾

그러나 유압감쇄기의 동특성은 매우 비선형적이어서 입력 주파수뿐만 아니라 입력 진폭의 크기에 따라서도 변화한다. 그리고 비선형성이 큰 유압 관로 부품의 경우 광역의 작동 조건에서 이용될 수 있는 일관된 주파수 해석 결과들을 구하기 매우 곤란하다.⁴⁾ 또한 전체 유공압 현가시스템의 해석을 위해 시스템을 구성하는 각 부품들의 시간계에서의 동특성 모델이 요구되었다. 그러나 유압감쇄기의 시간계 응답특성을 시뮬레이션 하기 위한 수학적 모델은 지금까지 제시된 바 없다.

따라서 본 연구에서는 전달 메트릭스 방식의 한 계를 보완하고, 포드 자동차의 능동 현가장치 전체 유압시스템의 시뮬레이션을 위해, 시간계에서의 동특성을 해석할 수 있는 유압감쇄기의 상태 공간 모델을 다음과 같이 제시하였다.

2. 상태공간 모델식의 유도

유압감쇄기의 상태공간 모델을 구하기 위한 방법으로써 멀티-포트(Multi-Port) 모델링,⁵⁾ 본드 그래프(Bond Graph),^{6,7)} 기하학적 모델링(Algebraic Modeling),⁸⁾ 임피던스 방법,⁹⁾ 비쥬얼 모델링(Visual Modeling)¹⁰⁾ 등을 들 수 있다. 그 중, 본 연구에서는 물리적 의미의 표현이 간단하고, 비선형 특성을 나

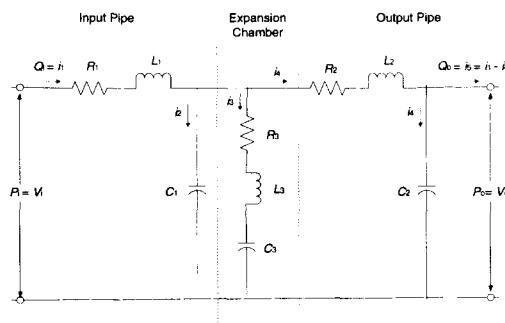


Fig. 3 Electrical analogy of attenuator

타낼 수 있는 전기적 유사(Electrical Analogy) 방식^{6,11)}을 채택하였다. 즉, Fig. 2의 유압 감쇄기 동특성을 유사한 전기시스템으로 표현하면 Fig. 3과 같다. 유압 시스템의 압력 P 와 유량 Q 는 전기시스템의 전압 V 와 전류 i 에 각각 해당한다.

Fig. 3의 전기회로에 Kirchhoff의 법칙을 적용하여 다음 식들을 구한다.

$$i_1 = i_2 + i_3 + i_4 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_1} \int i_2 dt &= R_3 i_3 + \\ \frac{1}{C_3} \int i_3 dt + L_3 \frac{di_3}{dt} & \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_1} \int i_2 dt &= R_2 i_4 + V_o + L_2 \frac{di_4}{dt} \\ V_i &= R_1 i_1 + L_1 \frac{di_1}{dt} + \frac{1}{C_1} \int i_2 dt \end{aligned} \quad (3)$$

$$V_i = R_1 i_1 + L_1 \frac{di_1}{dt} + \frac{1}{C_1} \int i_2 dt \quad (4)$$

식 (2)를 시간에 대해 미분하면 다음 식을 얻게 된다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_1} i_2 &= R_3 \frac{di_3}{dt} + \frac{1}{C_3} i_3 \\ &+ L_3 \frac{d^2 i_3}{dt^2} \end{aligned} \quad (5)$$

또한 상태변수들은 아래와 같이 정의된다. 우선 식 (4)로부터 다음 식을 구한다.

$$x_1 = i_1 \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \frac{di_1}{dt} = -\frac{1}{L_1} (V_i - R_1 i_1 - \\ &\quad - \frac{1}{C_1} \int i_2 dt) \end{aligned} \quad (7)$$

식 (5)로부터 다음 식을 구한다.

$$x_2 = i_3 \quad (8)$$

$$x_3 = \dot{x}_2 = \frac{di_3}{dt} \quad (9)$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_3 &= -\frac{d^2 i_3}{dt^2} = -\frac{1}{L_3} \left(-\frac{1}{C_1} i_2 - R_3 \frac{di_3}{dt} - \frac{1}{C_3} i_3 \right) \\ (10)\end{aligned}$$

식 (3)으로부터 다음 식을 구한다.

$$x_4 = i_4 \quad (11)$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_4 &= \frac{di_4}{dt} = \\ &= -\frac{1}{L_2} \left(-\frac{1}{C_1} \int i_2 dt - R_2 i_4 - V_o \right) \\ (12)\end{aligned}$$

또한, 식 (1)로부터 아래 식을 얻는다.

$$i_2 = i_1 - i_3 - i_4 = x_1 - x_2 - x_4 \quad (13)$$

식 (6)-(12)들은 아래와 같은 이산형태(discrete form)의 상태방정식으로 요약된다.

$$X_k = AX_{k-1} + B_{k-1} \quad (14)$$

여기서,

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$$

$$A_{11} = -\frac{R_1}{L_1} - \frac{\Delta t}{L_1 C_1}$$

$$A_{12} = A_{14} = -\frac{\Delta t}{L_1 C_1}$$

$$A_{13} = A_{21} = A_{22} = A_{24} = A_{43} = 0$$

$$A_{23} = 1$$

$$A_{31} = \frac{1}{L_3 C_1}$$

$$A_{32} = -\frac{C_1 + C_3}{L_3 C_1 C_3}$$

$$A_{33} = -\frac{R_3}{L_3}$$

$$A_{34} = -\frac{1}{L_3 C_3}$$

$$A_{41} = -A_{42} = -\frac{\Delta t}{L_2 C_1}$$

$$A_{44} = -\frac{R_2}{L_2} - \frac{\Delta t}{L_2 C_1}$$

$$B_{11} = -\frac{\Delta t \sum (x_1 - x_2 - x_4)}{L_1 C_1} + \frac{V_i}{L_1}$$

$$B_{21} = B_{31} = 0$$

$$B_{41} = \frac{\Delta t \sum (x_1 - x_2 - x_4)}{L_2 C_1} - \frac{V_o}{L_2}$$

식 (14)에서 볼 수 있듯이 유압 감쇄기의 입, 출구 압력(V_i 와 V_o)과 유량(i_1 와 i_5)의 네 가지 변수 중 두 개의 입력조건이 주어지면, 남은 두 개의 출력변수를 계산할 수 있다. 예를 들어, 초기 조건에서 입구 압력, 유량이 주어졌을 때, 출구 압력은 다음 식으로 구해진다.

$$V_o = \frac{1}{C_2} \int i_4 dt \cong \frac{\Delta t \sum i_4}{C_2} \quad (15)$$

3. 실험 및 시뮬레이션 비교 분석

3.1 실험

식 (14), (15)의 상태 공간 모델의 정확성을 입증하기 위해서, 실험을 통해 시뮬레이션 결과와 비교하였다. 실험에 이용된 장치의 개략도는 Fig. 4와 같다.

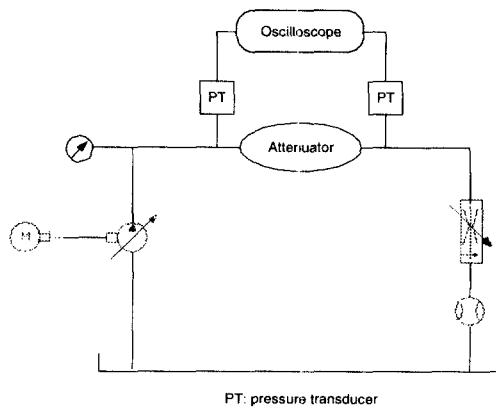


Fig. 4 Test apparatus

유압 파워팩(powerpack)은 대형 오일탱크와 250마력의 가변속 전기동력원과 연결된 가변 유량 피스톤 펌프로 구성된다. 펌프 선단부에 0 ~ 352 kg/cm²(5,000psi)의 압력 게이지를 부착하여 감쇄기의 압력을 계측하였다. 감쇄기의 상 하류에는 각각 압력변환기(pressure transducer)를 부착하여 상류 압력(P_i)과 하류 압력(P_o)을 측정하였다. 감쇄기 하류에는 보상형 니들밸브(compensated type needle valve)를 설치하여 감쇄기의 평균 부하 압력을 조절하였다. 유량은 니들밸브 하류에 변위 타입(displacement type) 유량계로 측정하였다. 시스템 온도는 저장조의 온도를 측정하였고, 펌프의 속도는 타코미터로 측정하였다. 그리고 두 압력 변환기로

$$f(\text{Hz}) = \frac{7 \omega (\text{rpm})}{60} \quad (16)$$

Fig. 5는 실험결과를 보여준다. Fig. 5는 3 가지 맥동 주파수의 입력조건에서 유압 감쇄기의 입, 출력(상,하류) 포트에서 측정한 압력변화를 나타내고 있다. Fig. 5에서 보듯이 공급 압력 맥동의 진폭이 유압감쇄기를 통하여 약 30% ~ 50% 정도 줄어들고 있음을 알 수 있다.

3.2 시뮬레이션 및 실험결과와 비교

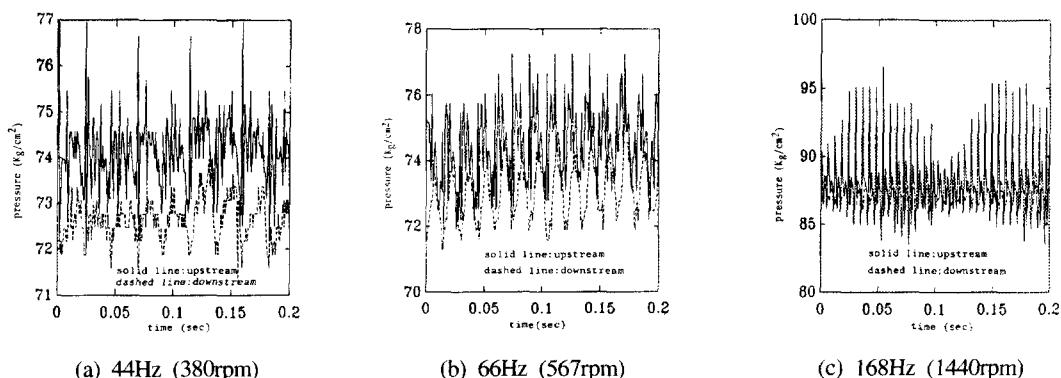


Fig. 5 Test results of hydraulic attenuator performance

부터의 신호는 디지털 오실로스코프에 의해 기록되었다.

실험에 사용된 감쇄기는 포드자동차의 능동형 현가시스템에 적용된 Olaer Ind.의 유압 감쇄기³⁾이며, 실험은 포드자동차의 요구에 따라 세 가지 주파수의 공급압력 맥동 조건에서 실시하였다.

우선 펌프의 회전속도는 각각 44Hz(380rpm), 66Hz(567rpm), 168Hz(1440rpm)가 되도록 조절하였다. 그리고 니들밸브의 개도와 피스톤 식 가변유량 펌프의 사판 각도를 조절하여, 유량은 30.3리터/분(8갤런/분)으로, 평균 작동 압력은 70.4kg/cm² ~ 88kg/cm²(1,000psi ~ 1250psi)로 조정하였다.

실험에 사용된 펌프는 7개의 피스톤을 가졌다. 따라서 펌프회전 속도(ω)에 대한 맥동 압력의 주파수(f)는 다음과 같이 계산된다.

시뮬레이션과 실험을 위한 시스템 매개변수들은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\text{저항} : R_j = \frac{128\mu L_j}{\pi d_j^4} \quad j=1,2$$

$$R_3 = \frac{\alpha_r 128\pi\mu h}{A_d^2}$$

$$\text{임피던스} : L_j = \frac{\rho L_j}{A_j} \quad j=1,2$$

$$L_3 = \frac{\alpha_r \pi h}{A_d}$$

$$\text{커패시턴스} : C_j = \frac{A_j L_j}{\beta_e} \quad j=1,2$$

$$C_3 = \frac{V_{oI}}{\beta_e}$$

실험에서 사용된 유압 감쇄기의 제원과 오일의 물성치들은 제품 카탈로그와 실측을 통해 구하였으며, Table 1에 요약하였다.

한편, 수치적분에는 Runge-Kutta 4차 알고리즘을 사용하였다. 그리고 모든 상태변수들 및 출력 압력 V_o 의 초기 값은 0이었다.

Table 1 Parameters for simulation

symbol	value	unit
β_e	10,563	kg/cm^3
μ	19.3	cp
ρ	0.0529	$kg\cdot sec^2/cm^4$
d_1, d_2	1.9	cm
h	0.64	cm
l_1, l_2	16.8	cm
V_{oI}	1.6	I
A_d	4.9	cm^2
a_r	1.0	
a_i	0.2	

식(6) ~ 식(13)의 상태방정식을 MATLAB의 Simulink를 이용하여 모델링하면 Fig. 6과 같다. 입력신호는 유압 감쇄기의 입구 압력(V_i)이며, 출력은 출구 압력(V_o)이다.

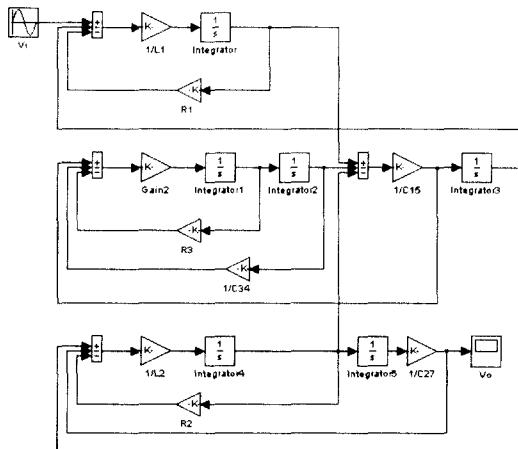
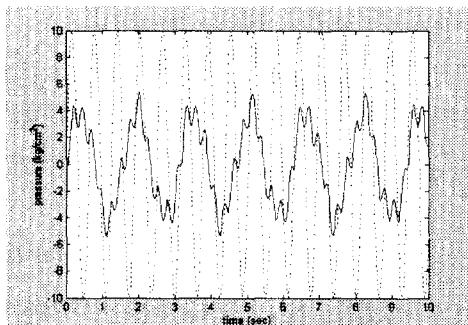
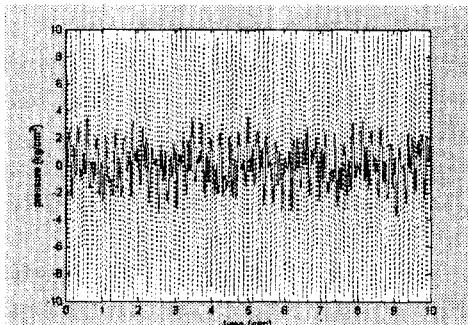


Fig. 6 Simulink model for attenuator

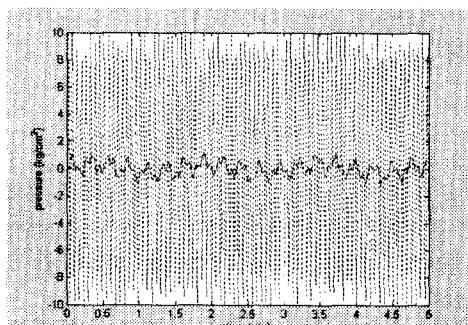
Fig. 6으로 모델링한 유압 감쇄기의 동특성을 시뮬레이션한 결과는 Fig. 7과 같다. Fig. 7에서 정현파 공급압력(입력) 맥동의 진폭은 $10kg/cm^2$ 이었으며, 주파수는 각각 10Hz, 50Hz, 100Hz로 변화시켰다.



(a) 입력맥동 주파수=10Hz



(b) 입력맥동 주파수=50Hz



(c) 입력맥동 주파수=100Hz

점선: 입력(V_i), 실선: 출력(V_o)

Fig. 7 Simulation results

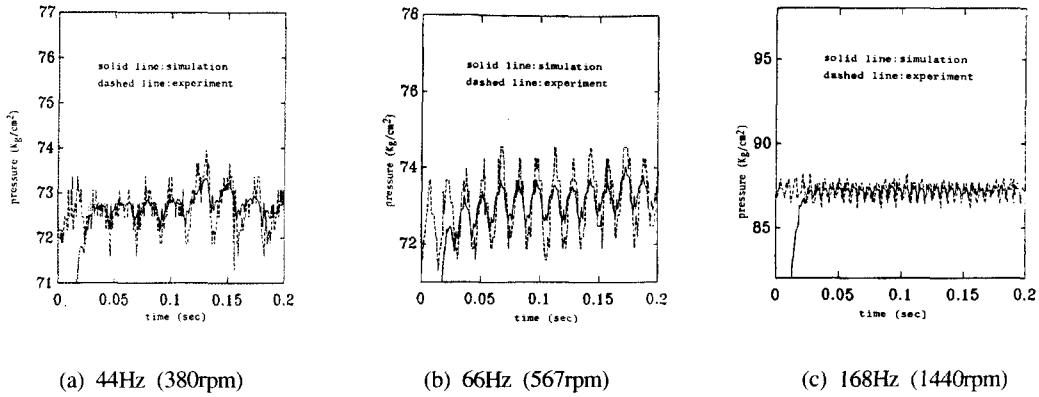


Fig. 8 Comparison of experiments and simulation

Fig. 7에서 보듯이, 본 연구에서 사용된 유압 감쇄기는 저역필터 기능을 갖고 있으며, 고주파 맥동 일수록 감쇄 성능이 우수함을 알 수 있다.

한편 Fig. 8은 세 가지 입력 압력 맥동들의 주파수에서 실험 결과와 시뮬레이션 결과와의 비교를 보여준다. 이 경우에서는, 실험으로 측정된 감쇄기 상류 압력과 유량 데이터를 오실로스코프에 저장하여 식 (14), (15)의 상태공간 모델을 시뮬레이션하기 위한 입력변수 데이터로 이용하였다.

Fig. 8에서 보듯이 실험 중 압력센서 외란과 시뮬레이션의 불확실한 매개변수(uncertain parameters)의 영향에도 불구하고 광역의 주파수 영역에서 시뮬레이션 결과가 실험 결과와 매우 근접함을 알 수 있다. 이것은 본 연구에서 제시한 유압감쇄기의 상태 공간 모델이 타당함을 입증한다.

4. 결 론

본 연구에서는 자동차 능동 현가장치의 유압시스템에 사용되는 유압감쇄기의 시간계 응답 해석을 위해, 전기유사 방식에 의한 비선형 상태공간 모델을 제시하였다.

제시된 유압감쇄기 모델을 검증하기 위해 피스톤 유압펌프를 이용한 여러 가지 주파수의 유압 맥동에 대한 유압감쇄기의 성능 실험을 실시하였으며, 상태공간 모델의 시뮬레이션 결과와 비교하였다.

우선 실험을 통해 공급 압력 맥동의 진폭이 유

압감쇄기를 통하여 약 30% ~ 50% 정도 줄어들고 있음을 확인하였으며, 실험과 시뮬레이션 결과는 본 연구에서 사용한 유압감쇄기가 저역필터 성능을 갖고 있음을 보여준다. 또한 실험과 시뮬레이션 결과는 매우 근접하여, 제시된 상태공간 모델이 타당함을 입증하고 있다.

향후 본 연구 결과를 바탕으로, 기존 어큐뮬레이터 혹은 점탄성 호스 등을 이용한 능동형 현가 유압시스템의 맥동 감쇄 방식과 본 연구에서의 유압감쇄기와 성능 비교 연구가 기대된다.

후기

본 연구는 1998년 계명대학교 비사신진교수 연구비 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. Ogino, H., ed. al, "Analysis of surge pressure generated by fluid column separation in pressure control system of vehicle," Proc. 2nd Int. Symposium on Fluid Power, Tokyo Japan, pp. 501-506, 1993.
 2. 이일영 외, "설차 유압 관로계 설계 기술 개발," 제5회 차세대자동차기술 Workshop, pp. 532-539, 1997.
 3. Brault, Francois, Silencieux Hydraulique, Olaer Industries, 1989.
 4. Garbacik, A. and Szewczyk, K., New Aspects of

- Modeling of Fluid Power Control, Zaklad Narodowy im. Wroclaw, Poland, 1995.
- 5. Tarter, J. H., Nonlinear Control Techniques-HYDSIM Modeling, Technical Report BRL/TR-74-7298, The Bendix Co., 1974.
 - 6. Karnopp, D. C., ed. al, System Dynamics: A Unified Approach, John Wiley & Sons, Inc., 1990.
 - 7. Mukherjee, A. and Karmakar, R., Modelling and Simulation of Engineering Systems Through Bondgraphs, Alpha Science Int. Ltd., pp. 303-324, 2000.
 - 8. Ljung, L. and Glad, T., Modeling of Dynamic Systems, Prentice Hall, pp. 169-184, 1994.
 - 9. Prescott, W. C., Constrained Motion Control of Hydraulic Manipulators using Impedance, Control, Ph.D Dissertation, University of Iowa, 1993.
 - 10. Fitch, E. C. and Hong, I. T., Hydraulic System Modeling and Simulation, BarDyne Inc., pp. 67-104, 2001.
 - 11. Palm III, W. J., Modeling, Analysis, and Control of Dynamic Systems, 2nd Ed., John Wiley & Sons, Inc., pp. 358-377, 2001.