

< 논 문 >

# 유압식 반능동 진동 흡수기의 모델링과 제어

## Modeling and Control of a Hydraulic Semiactive Vibration Absorber

모 창 기\*

Changki Mo

(1998년 4월 14일 접수 : 1998년 6월 29일 심사완료)

**Key words** : Structural Vibration Control(구조물 진동 제어), Full Order Hydraulic Model(전차 유압모델), Semiactive(반능동), Compressibility(압축성), Modeling(모델링)

### ABSTRACT

Recent past work has demonstrated that hydraulic semiactive vibration absorbers hold the promise of providing an ideal means of mitigating structural vibration. This paper examines a factor that must be treated when designing a hydraulic semiactive vibration absorber for application to a full scale structure: fluid compressibility. An expanded and consistent dynamic model of the flow process is first established. A simple feedback control is then tested on a single degree of freedom laboratory structure to verify the findings.

### 기 호 설 명

- $A_v$  : 밸브의 개도면적
- $A_{pipe}$  : 튜브의 면적
- $A_p$  : 피스톤의 유효면적
- $C_1, C_2$  : 밸브 손실계수
- $P_1, P_2$  : 각 챔버의 압력
- $\Delta P$  : 챔버사이의 압력차
- $Q$  : 체적유량
- $T$  : 온도
- $U_1, U_2$  : 유체의 평균 속도
- $V_f, V_a$  : 액체, 공기의 체적
- $V_t$  : 총 체적
- $X_{rel}$  : 질량과 베이스(base) 사이의 상대 변위
- $\rho, \rho_1, \rho_2$  : 유체의 비중
- $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  : 각 챔버, 액체, 공기의 체적탄성계수

### 1. 서 론

구조물 진동 제어 기술은 구조물이 지진이나 바람 또는 차량의 왕래에 의해 발생하는 악영향을 줄이는 수단을 제공한다. 구조물의 제어에 관한 자료를 살펴보면 지난 십여 년간 수행된 대부분의 연구와 개발은 수동 시스템이나 능동 시스템에 관한 것임을 알 수 있다. 두 방식들은 문제점을 가지고 있다. 수동 시스템은 설계된 범위 내에서만 효과적이다. 외란(disturbance)의 주파수와 진폭에 대하여 제한된 가정들만을 가지고 설계된 것은 강인한 성능을 주지 못한다.

능동 제어 방식은 광범위한 입력 특성에 대해 기대만큼의 성능을 얻을 수 있을 것이다. 그러나 능동 제어를 실제 구조물에 적용시키기 어려운 현실적인 문제들이 있는데 우선 가격이 비싸다는 것과 장기적으로 사용한다고 했을 때 너무 많은 시스템의 유지비가 요구된다는 것이다. 또 제어 전문가들 사이에 어떤 부품의 결합으로 인해서 능동 시스템

\* 정희원, 상주산업대학교 자동차공학과

이 오작동할 가능성을 지적하고 있다. 만일 한 구조물에 제어 입력이 잘못 조정되면 큰 재해를 불러올 수도 있을 것이다. 능동 시스템의 적용을 제한하는 가장 큰 요소 중의 하나는 작동을 위해 동력이 필요하다는 것이다. 지진 발생시와 같은 위급한 때에 건물들은 대부분 주동력을 잃을 것이며, 다리와 같이 멀리 떨어진 구조물에 대한 능동 제어는 보통 이용 가능한 동력이 없어 불가능하다.

이러한 능동과 수동 시스템의 제한성을 인식한 많은 연구자들이 구조물 제어의 다른 방법을 찾기 시작했다. 이 논문에서 하나의 새로운 제어 시스템-반능동 제어-이 연구 조사되었다. 반능동 제어는 능동 제어와 비슷한 것으로 생각할 수 있지만 이것은 소산되는(dissipated) 에너지 양에 비해 상대적으로 적은 작동 에너지가 필요하다. 자동으로 조절되는 마찰 감쇠기<sup>(1)</sup>와 electro-, magneto-rheological, 그리고 유압식 감쇠기등을 포함한 조절 가능한 유체 감쇠기<sup>(2)</sup>가 현재 관심을 끄는 반능동 시스템 형식의 예이다.

반능동 유체 감쇠기들은 예전부터 자동차에 적용하기 위해 연구되어 왔다. 그것들은 몇 종류의 자동차에 적용된 것에 불과한 데 왜냐하면 최근의 논문<sup>(3)</sup>에서 Besinger는 반능동 자동차 충격 흡수기는 차체 수직 가속도의 실효값(root mean square; RMS)을 최대 22~26%만을 줄일 수 있다고 했다. 이 양은 분명히 승차감을 위해 추가된 비용을 고려하면 너무 작은 성능 향상이다.

Hrovat<sup>(4)</sup>이 처음 구조물의 진동을 제어하기 위해 반능동 액추에이터 사용을 제안 했다. 그는 여러 연구 보고서에서 반능동 감쇠기를 선형 액추에이터로 간주하며 너무 간략화된 모델을 사용했다. 즉  $F = CV_{rel}$ , 여기서  $F$ 는 감쇠력이고  $V_{rel}$ 은 감쇠기의 상대 속도이며  $C$ 는 제어 가능한 감쇠 상수로 나타냈다. 이러한 유압식 반능동 액추에이터의 불충분한 특성은 시스템 자체의 설계는 물론 시스템의 출력을 조절하는 제어 알고리즘을 설계하는 데 적절한 기준을 제공하지 못했다. 유압식 반능동 진동 흡수기의 효율성은 물리적으로 정확한 액추에이터의 모델링(modeling)을 거치지 않고서는 논할 수 없다고 생각한다.

이 논문은 유압식 반능동 감쇠기의 특성을 이론적으로, 실험적으로 분석한 연구 결과이다. 지금까지 시스템을 이론적으로 해석하는 데 사용했던 반능동 감쇠기의 유압 모델은 유압 실린더의 공칭(nominal) 압력이 점차적으로 손실되는 것을 알

수 있었다. 실험실에서 실제 테스트 결과는 이론실에서 발생했던 공칭 압력의 감소가 나타나지 않았다. 이것은 모형화 작업이 물리적으로 부정확했음을 나타낸다. 또한 전규모(full scale) 구조물 제어를 위해 유압식 반능동 감쇠기를 디자인하기 전에 유체 동력학 모델에 모든 압축성 효과를 고려해야 한다는 것도 제시했다. 그리고 반능동 감쇠기를 현척(full size) 구조물에 적용하는 데 있어서 압력에 따른 체적 탄성계수(bulk modulus)  $\beta$ 의 변화와 시스템의 진동 절연 성능과는 어떤 관계가 있는지를 분석하였다. 유체의 체적 탄성 계수는 유체에 포함되어 있는 공기의 양과 압력의 범위에 상당한 영향을 받는 것은 잘 알려진 사실이다<sup>(5)</sup>. 비록 실험실 내에서 행한 테스트는 낮은 작동 압력하에서 이루어진 것이지만 유압식 반능동 감쇠기를 큰 규모의 구조물에 적용할 때 더 높은 압력이 유발될 것이고 그것으로 인해 시스템 작동시 체적 탄성 계수에 많은 변화를 줄 것이다<sup>(6)</sup>.

## 2. 모델링(Modeling)

이 연구의 목적은 구조물의 진동을 줄이는 데 사용되는 기술의 효과와 실용성을 입증하는 데 있다. 우선 반능동 제어 기술을 사용할 때 공칭 작동 압력에서 누출(leakage)을 방지하면서 마찰이 적은 하드웨어를 이용했다. 많은 실험을 통하여 한 챔버(chamber)에서 다른 챔버로의 유체 흐름을 조절하기 위해 모터로 구동할 수 있는 일단(single stage) 밸브를 선택했다(Fig. 1). 이 밸브를 선택한 이유는 부하가 걸린 상태에서 조작 토크가 작고 높은 압력차에서도 누출이 극소화되었기 때문이다. 이 연구에서 밸브는 오리피스 면적을 전개(fully open)와 전폐(fully closed) 위치로 선택하는 바이스테이트(bi-state) 장치로 작동되는 것으로 가정

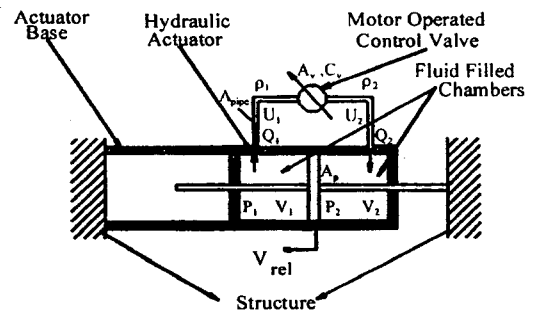


Fig. 1 Semiactive vibration absorber

했다. 피스톤 챔버와 밸브 사이의 압축성 효과를 고려한 유압 공학의 전차 모델(full order model)을 먼저 정의한다.

Fig. 1에서 밸브 사이의 질량 연속식은

$$\rho_1 A_1 U_1 = \rho_2 A_2 U_2 \quad (1)$$

여기서  $A_1$ 과  $A_2$ 는 다음 조건에 따라 정해지는 면적이다.

$$\text{만일 } \frac{P_1}{\rho_1} > \frac{P_2}{\rho_2} \text{ 이면, } A_1 = A_{\text{pipe}}, A_2 = A_v$$

$$\text{만일 } \frac{P_1}{\rho_1} < \frac{P_2}{\rho_2} \text{ 이면, } A_1 = A_v, A_2 = A_{\text{pipe}} \quad (2)$$

밸브 사이의 에너지 방정식은

$$U_2^2 - U_1^2 = 2C_v^2 \left( \frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} \right) \quad (3)$$

각 챔버에서의 체적 보존의 원리에 의해 다음 식이 얻어진다.

$$\dot{P}_1 = A_p \frac{\beta_1}{V_1} V_{rel} - A_1 \frac{\beta_1}{V_1} U_1$$

$$\dot{P}_2 = -A_p \frac{\beta_2}{V_2} V_{rel} + A_2 \frac{\beta_2}{V_2} U_2 \quad (4)$$

다음에 각 챔버의 질량을  $m_1 = V_1 \rho_1$ 과  $m_2 = V_2 \rho_2$ 로 정의하여 이들을 미분하면 다음 두식이 얻어진다.

$$\dot{\rho}_1 = A_p \frac{\rho_1}{V_1} V_{rel} - A_1 \frac{\rho_1}{V_1} U_1$$

$$\dot{\rho}_2 = -A_p \frac{\rho_2}{V_2} V_{rel} + A_2 \frac{\rho_2}{V_2} U_2 \quad (5)$$

방정식 (1), (3), (4) 그리고 (5)는 유압식 반 능 동 진동 흡수기의 완전한 유압 모델이 된다. 다음에는 여러 가정을 도입하여 간략화 시켜 일반적으로 사용되는 축차 모델(reduced order model)을 분석해 보았다.

먼저 밸브 사이의 유체는 비압축성이라고 가정하면  $\dot{\rho}_1 = \dot{\rho}_2 \cong 0$ ,  $\rho_1 \cong \rho_2$  그리고  $U_1 \cong U_2$ 이 된다. 방정식 (3)과 (5)로부터 전형적인 밸브 손실 방정식을 구할 수 있다.

$$Q = C_d A_v \text{sgn}(\Delta P) \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (6)$$

간략화된 밸브 방정식(밸브 사이의 압축성을 무시)을 이용하면 각 챔버에서의 체적 보존의 원리에 의해

$$\dot{P}_i = \frac{\beta_i}{V_i} (-(-1)^i A_p V_{rel} - C_d A_v \text{sgn}(\Delta P) \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}}), i=1,2 \quad (7)$$

방정식 (6)과 (7)은 액추에이터 동력학의 축차 모델을 나타낸다. 이 모델은 반응동 시스템의 효과를 분석하기 위해 전에 사용했었다<sup>(7)</sup>.

### 3. 체적 탄성 계수

앞에서 탄성 계수에 대한 어떤 가정도 하지 않았지만 실제로 시스템에 상수의 탄성 계수를 사용하는 것이 일반화되어 있다. 이것은 작동 압력이 공칭(또는 미리 충전된) 압력과 별 차이가 없을 경우에는 적절한 가정이 된다. 그러나 만일 유체안에 공기가 많이 포함되어 있다든지 아니면 작동 압력의 변화가 공칭 압력과 상당히 차이가 있다면 이 가정은 적절하지 못하다.

체적 탄성 계수를 압력과 온도 그리고 유체 내의 액체와 공기의 체적비의 함수로 나타낼 수 있다<sup>(8)</sup>.

$$\beta = \frac{1}{\frac{V_f}{V_i} \frac{1}{\beta_f(P,T)} + \frac{V_a}{V_i} \frac{1}{\beta_a(P,T)}} \quad (8)$$

이 모델은 아주 작은 공기(0~5%)가 포함된 시스템에서 실험 결과와 잘 일치함을 보여주었다.

### 4. 두 모델의 비교

이 절의 목적은 두 유압식 반응동 시스템 모델이 어떤 성능 차이가 있는지를 분석하는 것이다. 이를 위해 하나의 질량과 스프링을 가진 1자유도계의 진동 시험기를 Fig. 2와 같이 설치 하였다. 질량은 마찰이 거의 없는 선형 베어링 위에 올려 놓았다. 시스템에 외란을 주기 위해 유압 동력 시스템을 연결 하였다. 성능 분석에 필요한 데이터를 획득하기 위

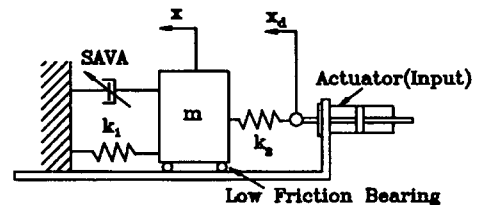


Fig. 2 Vibration test rig

해 여러 센서들이 사용되었는데 질량의 변위는 변위센서(LVDT)를 이용했고 감쇠기 각 챔버의 압력값을 얻기 위해 압력 센서를 설치하였다. 또한 직류 모터에 연결된 밸브 위치는 각센서(encoder)를 사용하여 측정하였다.

축소된(scaled) 건축물의 운동 방정식은

$$m\ddot{x} = -k_1x - k_2(x - x_d) - A_p\Delta P \quad (9)$$

이며 시뮬레이션을 위해 다음의 매개 변수들을 사용하였다.  $m = 141 \text{ kg}$ ,  $k_1 = 28,000 \text{ N/m}$ ,  $k_2 = 33,950 \text{ N/m}$ . 제어되지 않은 모델의 고유 주파수는  $\omega = 3.34 \text{ Hz}$ 이다. 시뮬레이션은 전차 모델과 축차 모델에 대하여 모의 지진 입력을 사용하여 실시하였다. Fig. 3은 실험에서는 나타나지 않지만 축차 모델에서 챔버에 충전된 압력이 서서히 손실됨을 보여준다. Fig. 4와 Fig. 5에서는 밸브 사이의 압축성을 고려했던 전차 모델이 실험과 일치함을

보여준다.

유압식 반응동 제어가 설치된 시스템을 위한 최적의 제어 논리(logic)에 대해서는 다른 연구 보고서를 통해 심도 있게 다룰 예정이며 이 논문에서는 논의를 하지 않았다. 단지 모델의 비교를 용이하게 하기 위해 전에 자동차의 반응동 진동 제어 장치에 관한 연구에서 제시한<sup>(9)</sup> 일반적인 제어 알고리즘을 사용했다. 제어 법칙은 다음과 같이 정의된다.

$$\text{만일 } x_{rel} \cdot \dot{x}_{rel} > 0 \text{ 이면 } A_v = 0$$

$$\text{만일 } x_{rel} \cdot \dot{x}_{rel} \leq 0 \text{ 이면 } A_v = A_{vmax} \quad (10)$$

이 법칙은 유압식 반응동 시스템에 의해 발생된 힘을 소산시키려고 하는 원리이다. 유압식 반응동 진동 흡수 장치는 선형 감쇠기가 아니므로 항상 이 법칙이 만족되는 것은 아니다. 이 법칙은 또한 액추에이터의 압력을 고려하지 않았기 때문에 미흡한 면이 있다. 잘 고안된 제어기는 보통 제어 논리를 만드는데 압력을 포함한 시스템의 모든 상태 변수(state)들을 사용한다. 그렇지만 이 법칙은 실험 결과가 보여주듯이 효과가 있었다. 모의 지진(Elcentro 1979)을 사용하여 구조물을 진동시켜 먼저 개루프(open loop) 제어 실험을 실시하였다. 이 실험 중에 샘플링 주기는 1,000 Hz를 사용하였고 밸브는 한 고정된 값으로 열어 놓았다. 이 상태에서는 유압식 반응동 시스템이 수동 감쇠기처럼 작동한다. 감쇠의 특성이 비선형이기는 하지만 이 경우 약 13.4%의 감쇠가 구조물에 가해지는 것이다. 다음에는 같은 입력을 구조물에 주고 반응동 감쇠기의 밸브 면적을 제어 법칙(식 10)에 따라 조정하였다. Fig. 6은 개루프와 폐루프(closed loop)의 응답을 보여주고 있다. 개루프에서의 최대

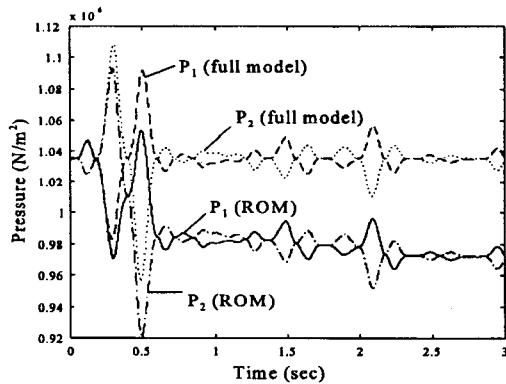


Fig. 3 Comparison of simulated pressure for the full order and reduced order models

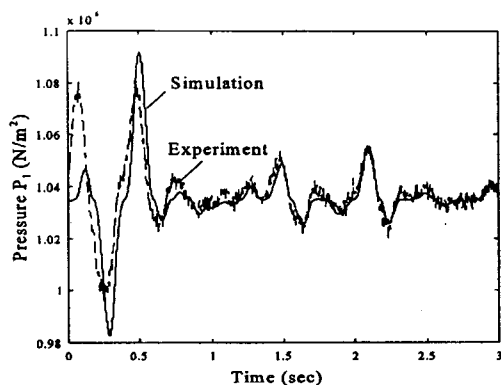


Fig. 4 Comparison of experimental and simulated pressure  $P_1$  responses

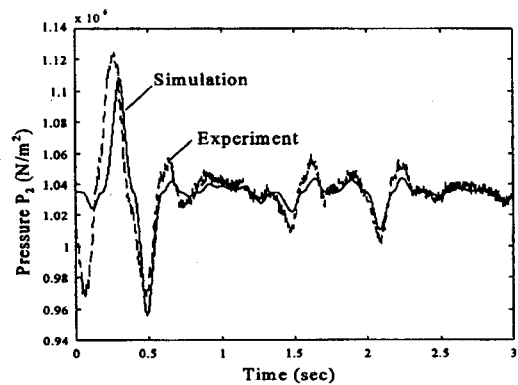


Fig. 5 Comparison of experimental and simulated pressure  $P_2$  responses

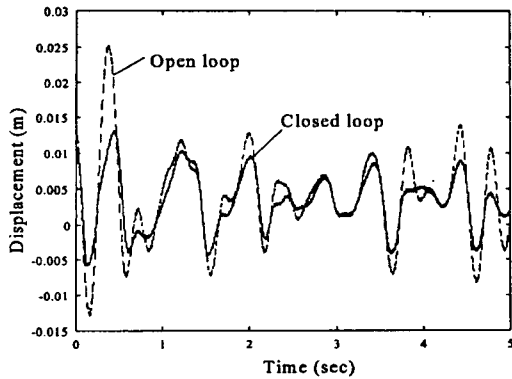


Fig. 6 Comparison of open and closed loop experimental test

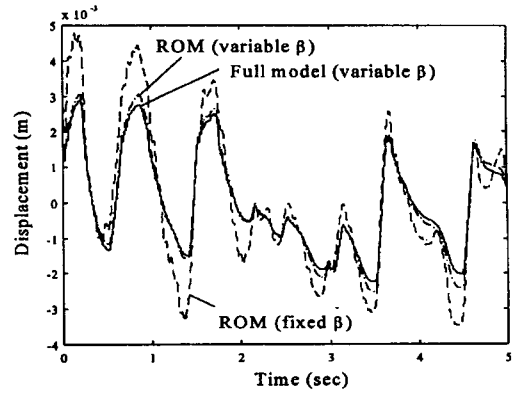


Fig. 8 Comparison of simulated and experimental displacement responses of closed loop for full order model and ROM with fixed and variable bulk modulus

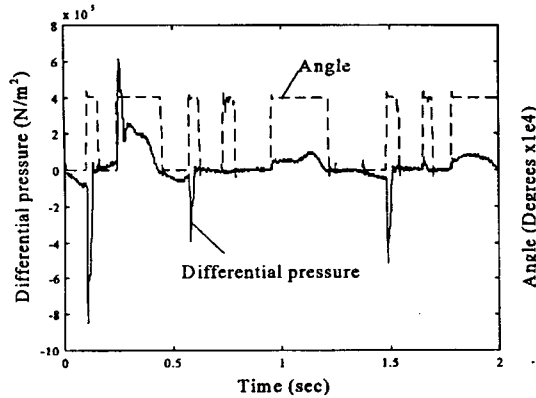


Fig. 7 Time history of differential pressure and valve opening

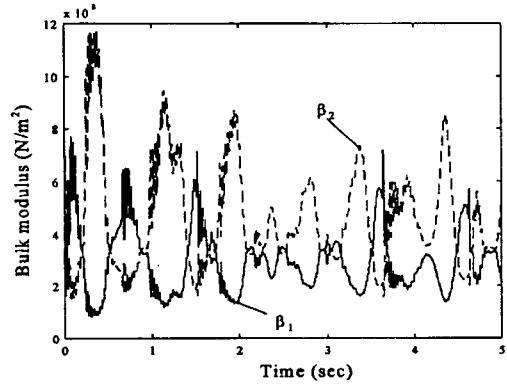


Fig. 9 Time history of bulk modulus response of close loop

변위가 반능동 제어 장치에 의해 54% 정도 줄었다. 실효값으로 비교하여도 약 34%의 진동을 줄일 수 있었다. 액추에이터의 압력차와 밸브 동작을 Fig. 7에 보여준다. 밸브가 닫힐 때 구조물의 강성(stiffness)이 급격히 커짐을 알 수 있다. 다음에 반능동 제어기를 실제 크기(actual size)의 1 자유도 구조물에 적용하여 그 성능을 시뮬레이션 해보았다. 건물의 운동 방정식은 식 9와 같고 시뮬레이션을 위해 사용된 매개변수는  $m = 7200.0 \text{ kg}$ ,  $k = 3.2e6 \text{ N/m}$  이다. 유압유는 2.5%의 공기를 포함하고 있다고 가정했다. 이 시스템의 고유 진동수는  $\omega = 3.36 \text{ Hz}$ 이다. Fig. 8은 모델이 이미 제시된 식 (8)과 같이  $\beta$ 를 변수로 하였을 때의 상대변위의 응답을 시뮬레이션한 결과를 보여 준다. 이 그림에서 보여주듯이  $\beta$ 를 시스템의 압력에 대한 변수로 해서 구조물을 제어했을 경우 그 성능이 월

등하게 향상됨을 알 수 있다. Fig. 9는 각 챔버의 체적탄성계수의 응답을 보여준다.

### 5. 결 론

유압식 반능동 진동 흡수기의 완전한 유체 동역학의 모델이 제시되어 실험적으로 입증되었다. 다음에 밸브 사이의 체적 탄성 계수를 무시하여 축차 모델을 만들었다. 시스템의 페루프 성능을 시뮬레이션과 실험을 통해 보여 주었다. 마지막으로 유압식 반능동 감쇠기를 전 규모 구조물에 적용하는데 고려되어야 할 여러 문제점들을 제기하였다. 분석 결과 유압식 반능동 감쇠기가 구조물의 진동 제어에 효과적임을 보여준다. 또한 제어기를 설계하는데 축차 모델을 사용할 수 있음을 보여 주었다. 시뮬레이션을 통해 유압식 반능동 제어기를 전 규

모 구조물의 진동 제어에 사용할 경우 유체의 압축성이 고려되어야 한다는 것을 보여 주었다.

### 참 고 문 헌

- (1) Dowdell, D.J. and Cherry, S., 1994, "Structural Control Using Semi-Active Friction Dampers," 1st World Conf. on Structural Control, Vol. 1, FA1-59-68.
- (2) Symans, M.D., Constantinou, M.C., Taylor, D.P. and Garnjost, K.D., 1994, "Semi-active Fluid Viscous Dampers for Seismic Response Control," 1st World Conf. On Structural Control, Vol 3, FA 4-3-12.
- (3) Besinger, F.H., Cebon, D., & Cole, D.J., 1995, "Force Control of a Semi-active Damper," Vehicle System Dynamics, Vol. 24.
- (4) Hrovat, D., Barak, P., & Rabins, M., 1983, "Semi-Active Versus Passive or Active Tuned Mass Dampers for Structural Control," J. of Engineering Mechanics, 109(3), pp. 691~705.
- (5) Dulay, I.K. (ed), 1988, Fundamentals of Hydraulic Power Transmission, Elsevier Science, N.Y.
- (6) Mo, C., Lee, J., Kuehn, J. and Patten, W.N., 1996, "Fluid Compressibility Effects in Semiactive Vibration Absorbers (SAVA)," ASME WAM, Vol. DE-6A.
- (7) Patten, W.N., Mo, C., Kuehn, J., Lee, J. and Khaw, C., 1996, "Hydraulic Semiactive Vibration Absorbers (SAVA): Separating Myth from Reality," 13th IFAC World Congress, Vol. L, pp. 157~162.
- (8) Merritt, H.E., 1967, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons.
- (9) Ivers, D.E. and Miller, L.R., 1991, "Semi-Active Suspension Technology: An Evolutionary View," DE-Vol. 40, ASME WAM, pp. 327~346.