

반능동현가장치용 전자제어식 연속가변댐퍼의 모델링 및 동특성 해석

Modeling and Dynamic Characteristics Analysis of a Continuously Variable Damper with Electro-Hydraulic Pressure Control Valve

도 홍 문, 홍 경 태, 홍 금 식
(Hong-Moon Doh, Kyung-Tae Hong, and Keum-Shik Hong)

Abstract : A mathematical model and dynamic characteristics of a continuously variable damper for semi-active suspension systems are investigated. After analyzing the geometry of a typical continuously variable damper, mathematical models for individual components including piston, orifices, spring, and valves are first derived and then the flow equations for extension and compression strokes are investigated. To verify the developed mathematical model, the dynamic response of the model are simulated using MATLAB/SIMULINK and are compared with experimental results. The proposed model can be used not only for mechanical components design but also for control system design.

Keywords : semi-active suspension, continuously variable damper, modeling, dynamic characteristics analysis

I. 서론

자동차의 현가장치는 차체와 차축 사이에 연결되어 차체의 중량을 지지하며, 노면으로부터 차체에 전달되는 충격을 완화시켜 쾌적한 승차감을 만족시키고, 차량 주행에 적합한 자세를 유지하여 안정된 주행성능을 제공한다. 승용차의 현가시스템을 그 제어방식에 따라 분류하면 크게 수동식, 반능동식, 능동식으로 분류할 수 있다. 종래의 수동현가시스템은 수동소자인 스프링과 댐퍼로 구성되어 이를 구현하는데 비교적 가격이 저렴하고, 고장이나 오작동이 적어서 신뢰성이 높은 장점이 있으나 댐퍼의 감쇠계수가 하나의 값으로 고정되는 단점이 있다. 그러므로 설계시 상충요소로 나타나는 승차감과 주행안정성을 동시에 향상시키는 것이 불가능하여 적절한 설계 범위 내에서 절충하여 설계되고 있다. 그러나 이러한 단점을 극복하고자 하는 노력으로 자동제어 개념을 현가장치에 적용한 능동/반능동 현가장치에 대한 연구가 시작되었다[1]. 이러한 연구의 한 부분으로 전자제어식 연속가변댐퍼를 장착한 반능동현가장치는 감쇠력을 연속적으로 변화시킬 수 있는 시스템이며, 오직 한가지 감쇠 특성만을 갖는 수동현가장치와 비교할 때 성능 면에서는 우수하고, 부가적인 에너지 공급과 고가의 설치비용 등의 많은 문제점을 갖고 있는 전기유압식 능동현가장치와 비교할 때 가격이 저렴하여 대체기술로서 크게 부각되고 있다[2]. 전자제어식 연속가변댐퍼를 장착한 반능동현가장치의 1/4 차량에 대한 모델은 그림 1과 같으며, 운동방정식은 다음과 같다[3].

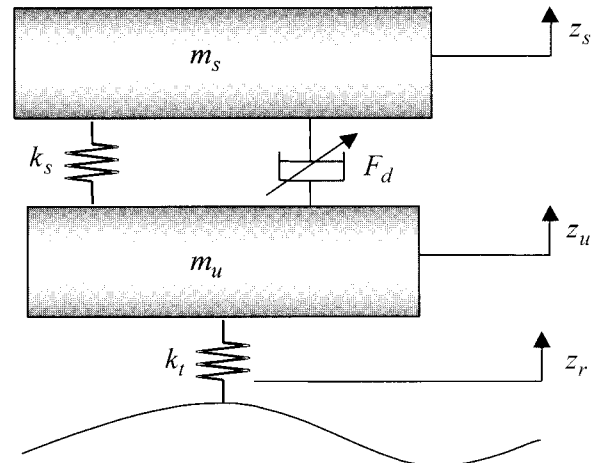


그림 1. 연속가변댐퍼를 장착한 1/4 차량모델.
Fig. 1. 1/4 car model with a continuously variable damper.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -k_s(z_s - z_u) - F_d, \\ m_u \ddot{z}_u &= k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) + F_d, \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 m_s 는 스프링 위질량(sprung mass), m_u 는 스프링 아래 질량(unsprung mass), k_s 는 스프링상수, z_u 는 타이어의 탄성계수, z_s 는 스프링 위질량의 변위, z_u 는 스프링 아래질량의 변위, 그리고 F_d 는 댐퍼에서 발생하는 감쇠력을 나타낸다.

최근 반능동현가장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으나 현가장치의 구성요소인 댐퍼는 자체의 강한 비선형적 동특성 때문에 응답이 매우 빠른 1차 시정수를 가진 모델로 가정하거나[4], HILS(hardware-in-the-loop Simulation)로 해석하여 모델링 부분을 대체하고 있으며[5]-[7], 아직까지 댐퍼의 수학적 모델링에 대한 연구는 미비한 실정이다.

실제 댐퍼에서 발생하는 감쇠력은 밸브의 개구 크기, 즉

접수일자 : 2001. 8. 27., 수정완료 : 2001. 11. 28.
도홍문, 홍경태 : 부산대학교 대학원 지능기계공학과(bigmoon@kebi.com/hongkt@pusan.ac.kr)
홍금식 : 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소(kshong@pusan.ac.kr)

솔레노이드 밸브에 인가된 전류의 크기와 차체와 차축의 상대속도에 의해 결정된다. 솔레노이드 밸브에 전류를 인가하기 위해서는 밸브의 감쇠력 특성과 주어진 상대속도에서 인가 전류와의 관계를 알아야 하며 이는 두가지 방법으로 결정될 수 있다[7]. 첫 번째 방법은 실험적 방법으로써, 주어진 상대속도에 대해 인가전류를 변화시켰을 때의 감쇠력을 실험장치(test rig)에서 측정하여 룩업테이블(look-up table)화하거나, 최소자승법(least squares method)에 의한 다항식을 이용하는 방법이다. 두 번째 방법은 댐퍼 내부의 실린더, 밸브, 오리피스스를 통한 유량에 따른 압력변화를 포함한 전체 유압시스템의 동특성을 조사하는 해석적 방법이다. 그러나 반능동현가장치를 해석적 방법에 적용할 경우 장치의 메카니즘이 매우 복잡하고 편로드이므로 인장행정과 압축행정의 감쇠력 특성이 서로 다르게 나타나며 유압장치의 파라미터값을 측정하기 어렵다는 단점이 있다. 그럼에도 불구하고 반능동현가장치의 출력을 조절하는 제어 알고리즘을 설계하는데 적절한 기준을 제공한다. 측면에서 댐퍼의 물리적인 모델링을 연구하는 것은 매우 중요하다[8][9]. 또한 실험적 방법은 댐퍼의 정특성만을 알 수 있으나 해석적 방법은 수학적 모델링을 통한 수식만으로도 댐퍼의 동특성을 해석할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 따라서, 본 논문에서는 반능동현가장치의 전자제어식 연속가변댐퍼에 대한 비선형 모델을 구하고, 시뮬레이션과 실험을 통하여 이에 대한 동특성을 해석하고자 한다.

II. 연속가변댐퍼의 모델링

연속 감쇠력 가변형 댐퍼의 수학적 모델링을 위해 다음과 같은 가정을 한다[10].

- i) 피스톤과 실린더벽 사이 그리고 로드와 로드가이드 사이에서의 틈새누설은 없는 것으로 가정한다.
- ii) 캐비테이션(cavitation)은 발생하지 않는다.
- iii) 오리피스스를 통한 압력강하로 인한 댐핑 지연(damping lag)은 없는 것으로 가정한다.
- iv) 작동유의 온도와 밀도는 일정하다.
- v) 오리피스스내에서 작동유의 압축성은 무시한다.

1. 연속 감쇠력 가변형 댐퍼의 구조

그림 2와 그림 3은 일반적인 연속 감쇠력 가변형 댐퍼의 구조와 인장 및 압축행정 시의 오일의 흐름을 보여주고 있다. 로드 가이드부와 베이스 밸브부는 일반적인 수동형 오일댐퍼와 유사한 구조를 가지고 있지만 피스톤 밸브부는 수동형 댐퍼와 비교하여 인장제어밸브인 포피밸브, 헬리컬스프링 등이 없어서 인장행정시 인장실에서 압축실로의 유동이 없음을 알 수 있다. 다만 실린더 튜브와 바깥저장실 사이에 중간저장실이 있어 인장 및 압축행정시 인장실의 오일 통로를 제공하며, 인장실에서 빠져나간 오일은 압력제어 밸브인 솔레노이드 밸브에서 조절되어 감쇠력을 연속적으로 변화시킬 수 있다.

2. 피스톤 모델링

그림 4는 피스톤 밸브부에 작용하는 힘에 대한 자유물체도를 나타낸 것이다. 피스톤 밸브 양단면에 작용하는 압력 차에 의한 감쇠력은 다음과 같다.

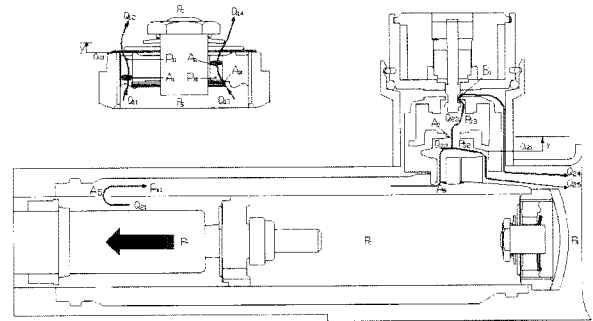


그림 2. 연속가변댐퍼의 인장행정 시의 유로.
Fig. 2. Extension stroke of a typical continuously variable damper.

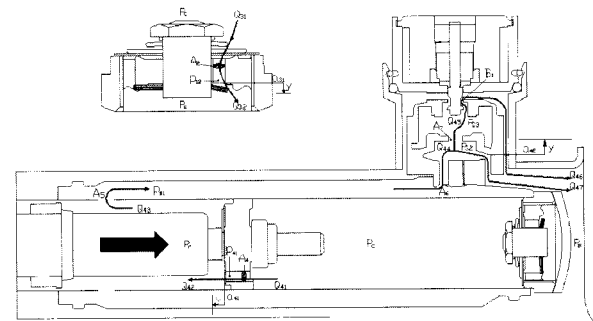


그림 3. 연속가변댐퍼의 압축행정 시의 유로.
Fig. 3. Compression stroke of a typical continuously variable damper.

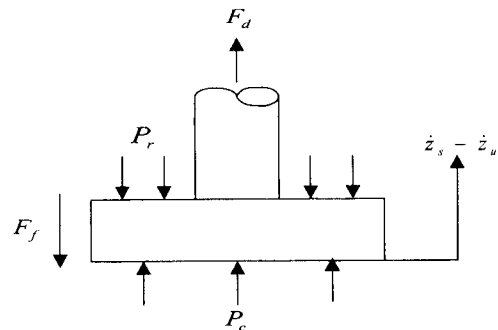


그림 4. 피스톤 운동의 자유물체도.
Fig. 4. Free body diagram of piston motion.

$$F_d = P_c A_p - P_r (A_p - A_{rod}) \mp F_f \tag{2}$$

(2)에서 P_c 는 압축실의 압력, P_r 는 인장실의 압력, A_p 는 피스톤 밸브의 단면적, A_{rod} 는 피스톤 로드와 피스톤 밸브 사이의 마찰력을 나타낸다.

3. 유동방정식과 압력변화율

압축실과 인장실의 유동은 같은 형태의 유동식으로 나타나며 유동실 내의 유체 질량은 다음과 같다.

$$M = \rho V \tag{3}$$

(3)에서 ρ 는 유동실내 오일 질량, V 는 유동실의 부피를 나타낸다. 따라서, 유동실 내의 질량 유동은 다음과 같다.

$$\frac{dM}{dt} = \rho(Q_{in} - Q_{out}), \quad (4)$$

여기서 Q_{in} 은 유동실 유입 유량, Q_{out} 은 유동실 유출 유량을 나타낸다. (3)을 (4)에 대입하면 다음과 같다.

$$Q_{in} - Q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt}. \quad (5)$$

(5)에 유체의 압축성 계수 $\beta = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dP}$ 를 적용하여 압력변화에 대한 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\beta V \frac{dP}{dt} = -\frac{dV}{dt} + (Q_{in} - Q_{out}). \quad (6)$$

4. 압축실과 인장실의 압력변화율

인장 및 압축행정시 압축실과 인장실의 유량 출입관계를 그림 5와 그림 6의 검사체적으로 나타내었고 행정에 따른 부피변화는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} V_c &= V_{01} + A_p(z_s - z_u), \\ V_r &= V_{02} - (A_p - A_{rod})(z_s - z_u), \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, V_c 는 압축실 부피, V_r 은 인장실 부피, V_{01} 과 V_{02} 는 각각 탬퍼가 평형상태에 있을 때의 압축실과 인장실의 초기부피를 나타낸다.

4.1 인장행정

그림 5에 의해 인장행정시 압축실과 인장실의 부피변화율과 압력변화율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dV_c}{dt} &= A_p(\dot{z}_s - \dot{z}_u), \\ \beta V_c \frac{dP_c}{dt} &= -A_p(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + Q_{sc}, \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{dV_r}{dt} &= -(A_p - A_{rod})(\dot{z}_s - \dot{z}_u), \\ \beta V_r \frac{dP_r}{dt} &= (A_p - A_{rod})(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - Q_{rs}. \end{aligned} \quad (9)$$

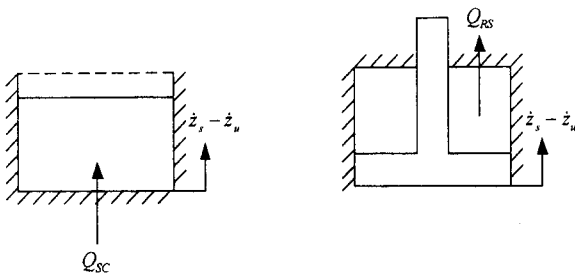


그림 5. 인장행정시 압축실과 인장실의 검사체적 변화.
Fig. 5. Control volume variations in the compression and rebound chambers during the extension stroke.

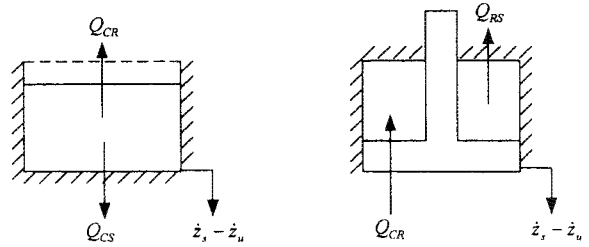


그림 6. 압축행정시 압축실과 인장실의 검사체적 변화.
Fig. 6. Control volume variations in the compression and rebound chambers during the compression stroke.

4.2 압축행정

그림 6에 의해 압축행정시 압축실과 인장실의 부피변화율과 압력변화율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dV_c}{dt} &= A_p(\dot{z}_s - \dot{z}_u), \\ \beta V_c \frac{dP_c}{dt} &= -A_p(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - Q_{cs} - Q_{cr}, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{dV_r}{dt} &= -(A_p - A_{rod})(\dot{z}_s - \dot{z}_u), \\ \beta V_r \frac{dP_r}{dt} &= (A_p - A_{rod})(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + Q_{cr} - Q_{rs}. \end{aligned} \quad (11)$$

5. 저장실의 압력변화율

탬퍼의 바깥저장실 상부는 질소, 하부는 오일로 채워져 있다. 따라서, 저장실의 압력 변화를 알기 위하여 탬퍼의 바깥저장실 내부 오일의 체적변화를 고려한다. 공기의 압력은 공기에 대한 이상기체방정식으로부터 얻어진다.

$$P_s V_{air} = m R_a T, \quad (12)$$

여기서, P_s 는 저장실의 압력, V_{air} 는 저장실의 공기부피, m 은 공기의 질량, R_a 은 기체상수, T 는 온도를 나타낸다. 저장실이 밀폐되어 있으므로 공기의 질량은 일정한 것으로 가정하고, 온도도 일정한 것으로 가정하면

$$P_s V_{air} = \text{const}. \quad (13)$$

이 된다. 피스톤의 운동에 따른 저장실 공기의 부피변화는 피스톤의 기준점에서의 저장실 공기부피 V_0 에서 저장실에 출입하는 오일의 부피를 뺀 값이 되므로,

$$V_{air} = V_0 - \int Q_s dt \quad (14)$$

이 된다. 여기서 Q_s 는 저장실에 출입하는 오일의 양이며 저장실에서 공기의 부피변화에 기인한 압력 변화는 다음과 같다[11].

$$P_s = \frac{m R_a T}{V_0 - \int Q_s dt}. \quad (15)$$

6. 오리피스 유동에 대한 모델링

유압 반능동현가장치의 오리피스는 오일의 유로면적이 항상 일정한 고정오리피스와 밸브 양 단의 압력차에 따라 유로면적이 변하는 가변오리피스 두가지로 나누어진다. 또한 가변오리피스는 코니컬 스프링에 의해 지지되는 오리피스와 겹판스프링의 탄성굽힘을 이용한 디스크밸브를 가진 오리피스로 나누어진다.

6.1 고정오리피스

유동실에서 압력차가 발생할 때, 압력차 만큼의 유량이 고정오리피스를 통과함으로써 감쇠력이 발생된다. 단면적을 A , 유량계수를 C_d , 유동실 내의 압력차를 ΔP 라 하면 고정오리피스를 통과하는 유량 Q 는 다음과 같다.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{\rho}{2} \Delta P} \tag{16}$$

6.2 코니컬 스프링에 의해 지지되는 가변오리피스

그림 7에서 밸브 양 단의 힌형형은 d_1 을 고정오리피스의 지름, A_v 는 밸브의 단면적, ΔP 는 밸브 양 단의 압력차, F_{sp} 는 밸브 변위에 따른 스프링 힘, F_i 는 스프링 초기 조임량에 의한 예하중, k_{sp} 는 스프링 강성, y 는 밸브 변위, y_1 는 스프링 초기 조임량이라 할 때 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_v \Delta P &= F_{sp} + F_i, \\ F_{sp} &= k_{sp} y, \\ F_i &= k_{sp} y_1. \end{aligned} \tag{17}$$

밸브 양 단의 압력차에 의해 밸브 디스크 하단 부분에 걸리는 작용력 $A_v \Delta P$ 가 $F_{sp} + F_i$ 보다 클 경우 밸브가 열리기 시작한다. 밸브의 변위 y 는

$$y = \begin{cases} \frac{A_v \Delta P - F_i}{k_{sp}}, & A_v \Delta P > F_{sp} + F_i \\ 0, & A_v \Delta P \leq F_{sp} + F_i \end{cases} \tag{18}$$

이고, 상한값 y_{max} 로 제한된다. 따라서, 디스크의 변위에 따른 가변오리피스의 면적은 다음과 같다.

$$a = \pi d_1 y. \tag{19}$$

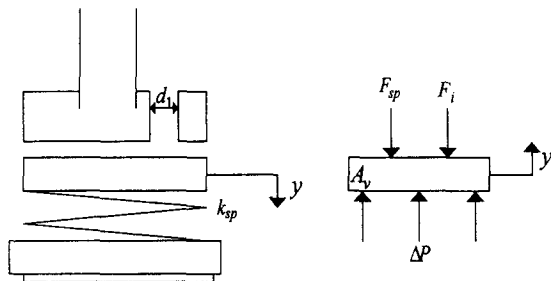


그림 7. 스프링 지지 가변오리피스의 모델.
Fig. 7. Simplified model of a typical spring supported variable orifice valve.

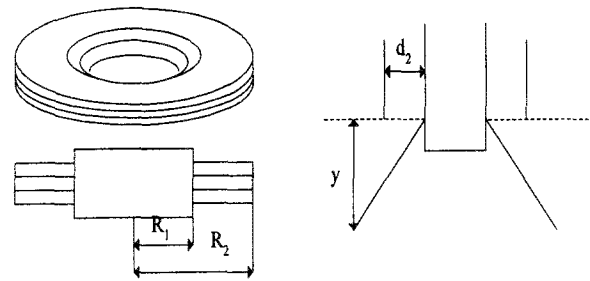


그림 8. 겹판스프링 가변오리피스의 구조와 변위.
Fig. 8. Structure and displacement of a typical disk-spring-type variable orifice.

6.3 겹판스프링의 탄성굽힘을 이용한 가변오리피스

겹판스프링의 강성에 대한 모델링은 디스크들이 휠 때 각 디스크간 면마찰이 존재하므로 엄밀한 해석이 어렵다. 따라서 디스크들이 휠 때 끝단을 점접촉으로 가정하여 한장의 디스크로 단순화 한다[10]. 그림 7은 겹판스프링의 구조와 변위를 나타내고 있다. 여기서 d_2 는 고정오리피스의 지름을 나타낸다. 이때 탄성굽힘을 이용한 밸브의 변위 y 는 아래의 (20)과 같고[12] 상한값 y_{max} 로 제한된다.

$$y = \alpha \frac{R_2^4 \Delta P}{E t_e^3} \tag{20}$$

(20)에서 α 는 R_2/R_1 의 비와 종탄성계수에 의해 결정되는 계수값, ΔP 는 밸브 양단에 작용하는 압력차, E 는 종탄성계수 (Young's modulus), t_e 는 겹판스프링을 한 장의 디스크로 대치한 등가 두께이다.

디스크의 변위에 따른 가변오리피스의 면적을 구하기 위해서는 디스크의 평균 변위가 고려되어야 하므로 가변오리피스의 면적은 다음과 같다.

$$a = \frac{\pi d_2 y}{2} \tag{21}$$

7. 스펴밸브 개구의 유동 면적

연속 감쇠력 가변형 댐퍼에는 연속적인 감쇠력 가변을 위하여 전자제어식 비례 압력 제어밸브를 포함하고 있다. 이 밸브는 제어회로에서 노면과 주행상태에 따른 승차감과 주행안정성을 동시에 만족시키는 최적의 감쇠력을 계산한 뒤 솔레노이드에 전류를 인가하여 발생하는 전자력이 스펴밸브를 이동시켜 유동면적을 변화시킴으로써 압력을 조절한다. 밸브의 이 부분에 대한 모델링은 스펴밸브 개구의 유동면적에 대한 그림 9의 기하학적 형상으로부터 구할 수 있다. 그림 9에서 스펴 개구의 평균 원둘레는 다음과 같다[13].

$$\begin{aligned} C_{av} &= 2\pi \left(\frac{d_v}{2} - \frac{x_v \sin \theta \cos \theta}{2} \right) \\ &= \pi (d_v - x_v \sin \theta \cos \theta). \end{aligned} \tag{22}$$

그러므로, 스펴밸브 개구의 유동면적은 다음식으로 표시된다.

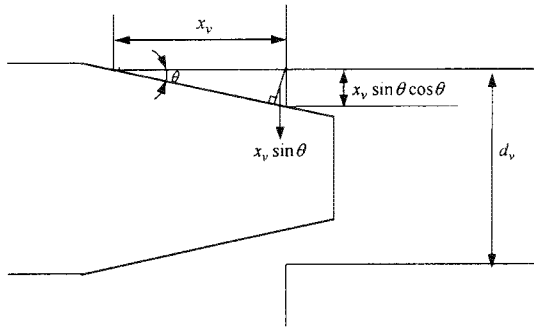


그림 9. 스폴밸브 개구의 유동면적.
Fig. 9. Valve spool geometry.

$$B_1 = \pi x_v \sin \theta (d_v - x_v \sin \theta \cos \theta), \quad (23)$$

여기서 $\pi x_v^2 \sin \theta \cos \theta$ 가 상대적으로 아주 작은 값이므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$B_1 = \pi x_v d_v \sin \theta. \quad (24)$$

8. 전자제어식 비례 압력 제어밸브의 스폴의 운동모델

스폴에 가해지는 모든 힘은 힘의 평형의 원리로 설명될 수 있다. 여기서 스폴에 가해지는 전자기력은 코일에 흐르는 전류의 크기에 의해 조절된다. 전압의 단위계단입력에 대한 과도전류응답이 전형적인 1차 응답이기 때문에 전자기력 발생은 1차 시정수(τ)를 사용하여 쉽게 모델링할 수 있다. 시정수는 코일의 인덕턴스(L)과 저항(R)을 사용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\tau = \frac{L}{R}. \quad (25)$$

반응동원가장치의 스폴밸브의 동역학은 충분히 빠르기 때문에 시정수를 가지는 1차시스템으로 모델링할 수 있다. 솔레노이드 밸브에 의해 발생하는 힘은 코일에 흐르는 제어 전류에 대한 1차 응답이다. 그러므로 적당한 시정수와 힘/전류 계인 상수를 가지는 1차 적분기를 사용한다. 전자밸브의 솔레노이드에 여자되는 전류에 대한 밸브변위의 특성은 솔레노이드에 인가되는 전류의 크기에 관련되므로 밸브 변위에 대한 미분방정식은 다음과 같다[14][15].

$$\dot{x}_v = \frac{1}{\tau}(-x_v + a_i i), \quad (26)$$

여기서 a_i 는 밸브변위의 계인, i 는 인가전류이다.

III. 댐퍼의 행정에 따른 유동과 유량방정식

1. 인장행정

인장행정일 때 베이스 밸브부에서는 베이스 밸브 바깥쪽을 통해 리바운드 디스크를 지지하고 있는 코니컬 스프링의 강성을 이기면서 바깥저장실에서 압축실로 흐르는 유동

Q_{12} 와 베이스 밸브 안쪽 홀의 일정유량틈새를 통한 유동 Q_{14} 가 함께 일어나며 이때 유량관계식 Q_{S1} 는 다음과 같다.

$$Q_{S1} = C_d a_{11} \sqrt{\frac{2 P_s - P_c}{\rho H_{11}}} + C_d A_2 \sqrt{\frac{2 P_s - P_c}{\rho H_{12}}}, \quad (27)$$

여기서, $H_{12} = \left(\frac{C_d A_2}{C_d A_3}\right)^2 + 1$, $H_{11} = \left(\frac{C_d a_{11}}{C_d A_1}\right)^2 + 1$ 이다.

피스톤 밸브부에서는 수동형 댐퍼와 달리 안쪽 홀이 없으므로 인장실에서 압축실로의 유동은 일어나지 않고, 인장실의 모든 오일이 중간저장실의 벽면 오리피스들을 통해 유량 Q_{21} 을 발생시키며 솔레노이드 밸브부에서 제어된다. 솔레노이드 밸브부에서 바깥저장실로의 유동은 스폴밸브의 간극을 통한 유동 Q_{24} 와 헬리컬스프링의 강성을 이기며 고정 밸브와의 간극을 통해 나오는 유량 Q_{25} 두가지로 나누어진다. 이때의 유량관계식 Q_{RS} 는 다음과 같다.

$$Q_{RS} = C_d a_{21} \sqrt{\frac{2 P_r - P_s}{\rho H_{23}}} + C_d B_1 \sqrt{\frac{2 P_r - P_s}{\rho H_{22} H_{23}}}, \quad (28)$$

여기서, $H_{21} = \left(\frac{C_d A_6}{C_d A_5}\right)^2 + 1$, $H_{22} = \left(\frac{C_d B_1}{C_d A_7}\right)^2 + 1$,

$$H_{23} = \left(\frac{C_d a_{21} + C_d A_7 \sqrt{1 - \frac{1}{H_{22}}}}{C_d A_6}\right)^2 H_{21} + 1 \quad \text{이다.}$$

2. 압축행정

압축행정일 때 베이스 밸브부에서는 베이스 밸브 안쪽 홀을 통해 컴프레션 디스크를 밀면서 압축실에서 바깥저장실로 흐르는 유동 가 일어나며 유량관계식 Q_{32} 는 다음과 같다.

$$Q_{CS} = C_d a_{31} \sqrt{\frac{2 P_c - P_s}{\rho H_{31}}}, \quad (29)$$

여기서, $H_{31} = \left(\frac{C_d a_{31}}{C_d A_2}\right)^2 + 1$ 이다.

피스톤 밸브부에서는 피스톤 바깥쪽 홀을 통해 코니컬스프링의 강성을 이기면서 압축실에서 인장실로 들어오는 유량 Q_{42} 가 중간저장실의 벽면 오리피스들을 통한 유량 Q_{43} 을 발생시키며 솔레노이드 밸브부에서 제어된다. 솔레노이드 밸브부에서는 인장행정 때와 동일하게 유동이 Q_{46} 과 Q_{47} 두가지로 나누어진다. 피스톤 밸브부에서의 유량관계식 Q_{CR} 과 Q_{RS} 는 다음과 같다.

$$Q_{CR} = C_d a_{41} \sqrt{\frac{2 P_r - P_c}{\rho H_{41}}},$$

$$Q_{RS} = C_d a_{31} \sqrt{\frac{2 P_r - P_c}{\rho H_{34}}} + C_d B_1 \sqrt{\frac{2 P_r - P_c}{\rho H_{43} H_{44}}}, \quad (30)$$

여기서

$$H_{31} = \left(\frac{C_d a_{41}}{C_d A_1} \right)^2 + 1, \quad H_{42} = \left(\frac{C_d A_6}{C_d A_5} \right)^2 + 1,$$

$$H_{43} = \left(\frac{C_0 B_1}{C_d A_7} \right)^2 + 1,$$

$$H_{44} = \left(\frac{C_d a_{42} + C_d A_7 \sqrt{1 - \frac{1}{H_{43}}}}{C_d A_8} \right)^2 H_{31} + 1$$

이다.

IV. 모델검증 (시뮬레이션 및 실험)

본 논문에서 제안한 모델에 의하면 댐퍼의 감쇠력은 각 오리피스를 통과하는 유량의 변화에 따른 인장력과 압축력의 압력변화로써 정하여 짐을 알 수 있다. 그림 10은 본 논문에서 제안한 모델에 대한 시뮬레이션을 위하여 사용한 MATLAB/SIMULINK 블록선도를 나타내며 그림 11은 연속가변댐퍼

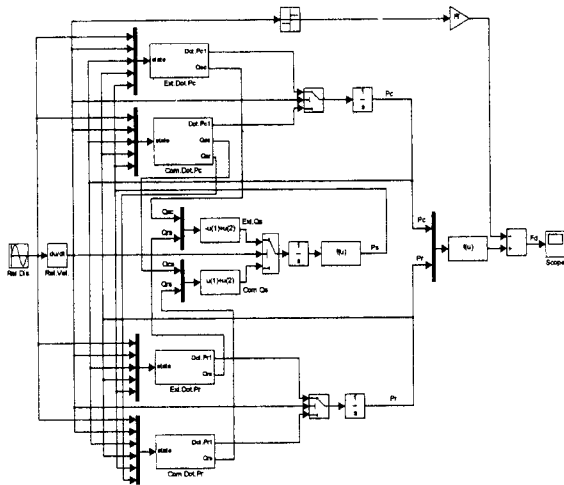


그림 10. MATLAB/SIMULINK 블록선도.
Fig. 10. MATLAB/SIMULINK block diagram for simulations.

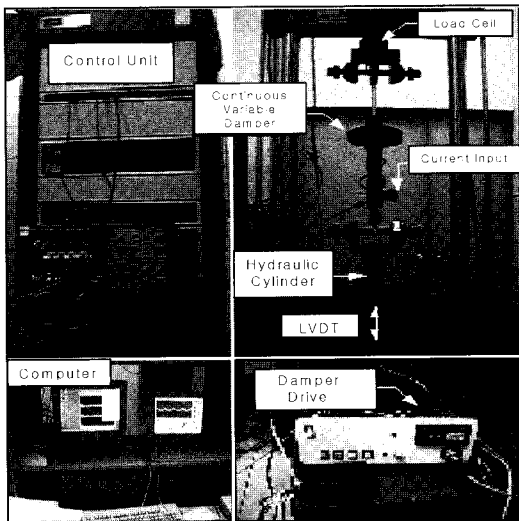


그림 11. MTS 실험장치.
Fig. 11. Experimental setup for damping force tests.

의 특성을 파악하기 위한 MTS 실험장치를 보이고 있고, 가진기에서 일정한 상대속도를 발생시킨 다음 로드셀에서 감쇠력을 측정한다.

그림 12-그림 14는 반능동댐퍼의 전자 비례 압력 제어밸브의 유로면적을 조절하는 인가전류 변화에 대한 동특성을 알아보기 위하여 1/4 차량의 노면 외란을 정현파로 가정하고 상대속도 1.56m/s, 진폭 50mm, 주기 5Hz로 고정시킨 후 인가전류를 0A, 0.8A, 1.6A로 변화시키면서 시뮬레이션 수행

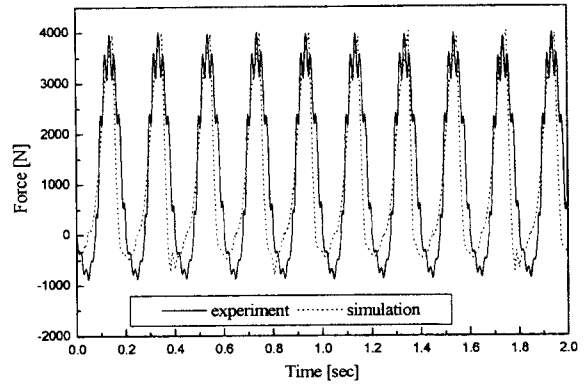


그림 12. 시뮬레이션과 실험치의 감쇠력 비교 (0A).
Fig. 12. Comparison of the damping forces in time: experiment and simulation (0A).

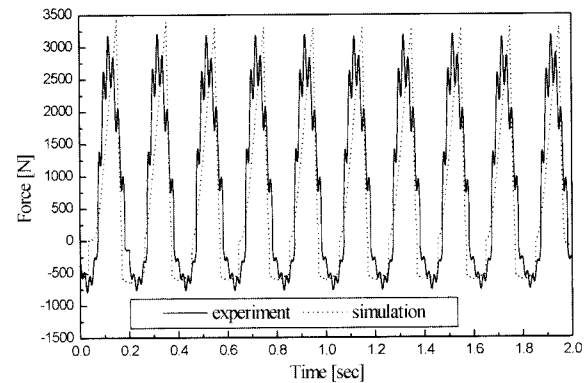


그림 13. 시뮬레이션과 실험치의 감쇠력 비교 (0.8A).
Fig. 13. Comparison of the damping forces in time: experiment and simulation (0.8A).

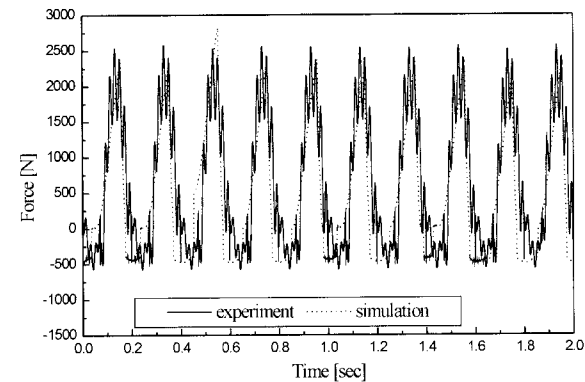


그림 14. 시뮬레이션과 실험치의 감쇠력 비교 (1.6A).
Fig. 14. Comparison of the damping forces in time: experiment and simulation (1.6A).

결과와 MTS 실험장치에서의 실험 결과를 비교한 것이다. 이때, 인가전류 0A는 슬레노이드 밸브의 스풀이 완전히 닫힌 상태를 나타내며 1.6A는 스풀이 완전히 열린 상태를 나타낸다. 따라서, 반응동원가장치의 경우 인가전류가 커질수록 스풀밸브의 유로면적이 넓어지므로 댐퍼의 감쇠력은 감소하게 된다. 그림 12-그림 14에서 반응동원가장치용 댐퍼의 특징은 인장력이 압축력보다 더 크게 나타남을 알 수 있고, 시뮬레이션 결과는 압축행정시 다소 실험 결과와 차이를 보이지만 비교적 실험치와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

그림 15는 MTS 실험장치에 0A, 0.8A, 1.6A의 전류를 인가하였을 때의 각 기준 상대속도에 대한 감쇠력의 특성을 나타낸 것이다. 그림 16과 그림 17은 인가전류 0A, 그림 18과 그림 19는 인가전류 0.8A, 그림 20과 그림 21은 인가전류 1.6A일 때 진폭을 50mm로 고정시킨 후 상대속도를 0.52m/s, 1.04 m/s, 1.56m/s로 변화시켰을 때의 상대속도와 상대변위에 따른 감쇠력의 동특성 변화를 시뮬레이션과 실험을 통하여 비교한 것이다. 그림 15와 그림 16-그림 21을 비교해보면 그림 15의 경우 각 상대속도에 대해서 인가전류의 변화에 따른 감쇠력의 정특성 변화만을 나타내고 있으나 그림 16-그림 21의 경우는 상대속도에 대해서 인가전류의 변화에 따른 감쇠력이 변화하는 과정을 포함하는 동특성 변화를 나타내고

있음을 알 수 있다. 또한 댐퍼의 관성, 쿨롱마찰, 점성마찰 등에 의해 발생하는 히스테리시스의 영향을 표현하고 있으므로 보다 더 실제 물리계에 가까운 특성을 나타내고 있다. 이는 반응동댐퍼의 동특성을 해석하여, 즉 수학적인 모델을 세워 실험을 통하지 않고서도 수식만으로 반응동댐퍼의 동특성을 해석할 수 있으며 또한 제어기 설계시 적절한 기준을 제공할 수 있음을 의미한다.

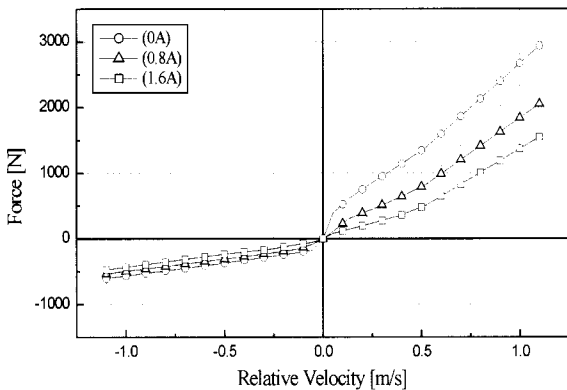


그림 15. 상대속도에 따른 감쇠력 비교 (0A, 0.8A, 1.6A).
Fig. 15. Damping forces comparison according to relative velocities (0A, 0.8A, 1.6A).

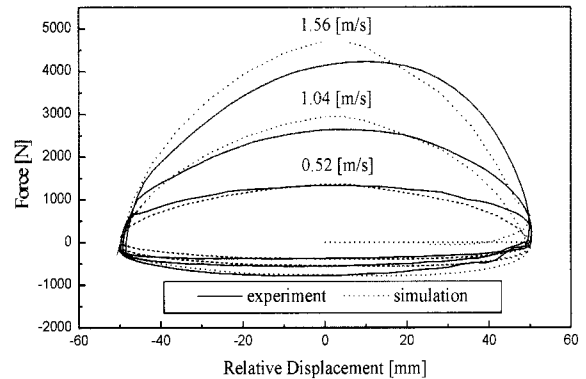


그림 17. 상대변위에 따른 동적감쇠력의 비교 (0A).
Fig. 17. Comparison of the dynamic damping forces vs. relative displacement: experiment and simulation (0A).

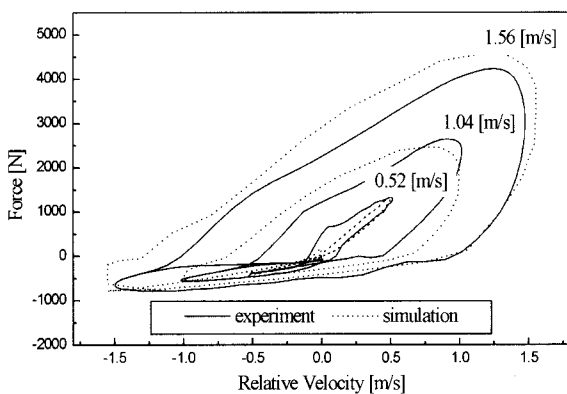


그림 16. 상대속도에 따른 동적감쇠력의 히스테리시스특성 비교 (0A).
Fig. 16. Comparison of the dynamic damping forces vs. relative velocity: experiment and simulation (0A).

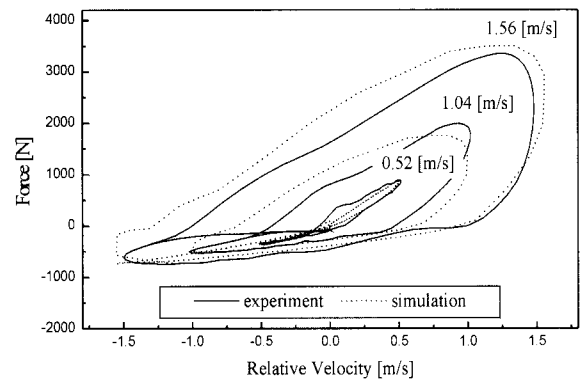


그림 18. 상대속도에 따른 동적감쇠력의 히스테리시스특성 비교 (0.8A).
Fig. 18. Comparison of the dynamic damping forces vs. relative velocity: experiment and simulation (0.8A).

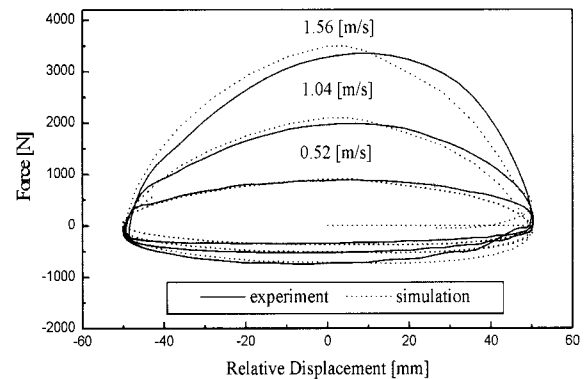


그림 19. 상대변위에 따른 동적감쇠력의 비교 (0.8A).
Fig. 19. Comparison of the dynamic damping forces vs. relative displacement: experiment and simulation (0.8A).

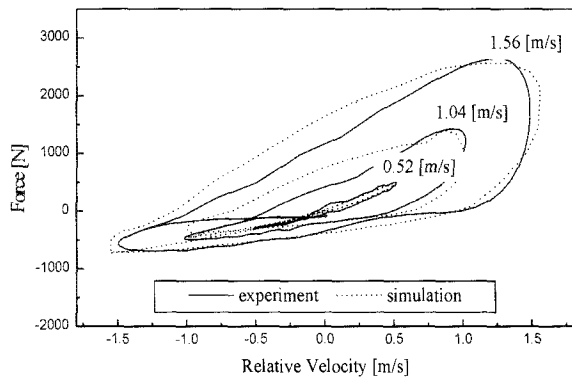


그림 20. 상대속도에 따른 동적감쇠력의 히스테리시스특성 비교 (1.6A).

Fig. 20. Comparison of the dynamic damping forces vs. relative velocity: experiment and simulation (1.6A).

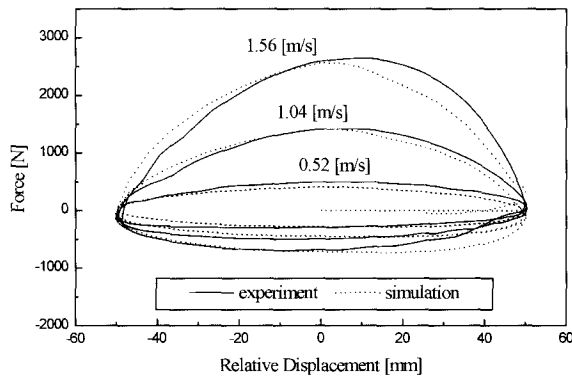


그림 21. 상대변위에 따른 동적감쇠력의 비교 (1.6A).

Fig. 21. Comparison of the dynamic damping forces vs. relative displacement: experiment and simulation (1.6A).

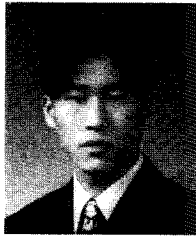
V. 결론

본 논문에서는 반능동현가장치의 구성요소인 연속 감쇠력 가변형 댐퍼의 수학적 모델링과 동특성 해석을 시도하였다. 전형적인 연속 감쇠력 가변형 댐퍼의 구성요소인 오리피스, 스프링, 밸브 등의 가변요소들에 대한 수학적 모델들을 제안하였으며 댐퍼의 수학적 모델링을 위하여 연속 감쇠력 가변형 댐퍼의 유로 분석과 감쇠력이 얻어지는 메카니즘을 분석하였다. 또한, 제안된 모델링을 검증하기 위하여 MATLAB/SIMULINK를 사용하여 시뮬레이션 모델을 구축하였으며, 유도된 모델식들을 사용하여 시뮬레이션한 동특성이 실제의 실험치와 잘 일치하고 있음을 확인하였다. 따라서, 댐퍼의 수학적 모델링을 통하여 수식만으로 댐퍼의 동특성 해석이 가능함을 보였으며 본 논문에서 얻어진 댐퍼모델을 보다 정밀한 제어기 설계를 위한 기초자료로 활용할 수 있으리라 판단된다.

참고문헌

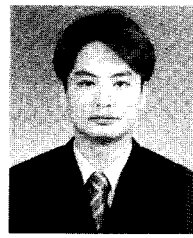
[1] 이경수, "능동/반능동 현가시스템 기술," 제어·자동화·시스템공학회지, 제2권, 제2호, pp. 41-56, 1996.
 [2] 허승진, 심정수, 황성호, "승용차용 반능동형 가변댐퍼

시스템의 개발," 한국소음진동공학회지, 제8권, 제4호, pp. 683-689, 1998.
 [3] Hong, K. S., Jeon, D. S., Yoo, W. S., Sunwoo, H., Shin, S. Y., Kim, C. M., and Park, B. S., "A new model and an optimal pole-placement control of the macpherson suspension system," *SAE International Congress and Exposition*, Detroit, MI, SAE paper No. 1999-01-1331, pp. 267-276, 1999.
 [4] Park, K. H., Heo, S. J., and Hwang, S. H., "Design and test of semi-active suspension control algorithms using hardware-in-the-loop simulations," *The Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering*, Bali, Indonesia, pp. 597-602, 1997.
 [5] Hanselmann, H., "Hardware-in-the-loop simulation testing and its integration into a CACSD toolset," *The IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design*, Dearborn, MI, USA, pp. 152-156, 1996.
 [6] Sohn, H. C., Hong, K. S., and Hedrick, J. K., "Semi-active control of the macpherson suspension system: hardware-in-the-loop simulations," *IEEE International Conference on Control Applications*, Anchorage, Alaska, USA, pp. 982-987, 2000.
 [7] Hong, K. S., Sohn, H. C., and Hedrick, J. K., "Modified skyhook control for the semi-active macpherson strut suspension: a new model and HILS," to appear in *ASME Transactions, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2001.
 [8] Kitching, K. J., Cole, D. J., and Cebon, D., "Performance of a semi-active damper for heavy vehicle," *ASME Transactions, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 122, no. 3, pp. 498-506, 2000.
 [9] 홍금식, 전동섭, 김철민, 유완석, "Macpherson형 현가장치의 새로운 모델링과 최적극배치 제어," 제어자동화 시스템공학 논문지, vol. 4, no. 6, pp. 713-721, December 1998.
 [10] 박재우, "자동차용 충격흡수기의 성능예측을 위한 설계자동화," 박사학위논문, 부산대학교 정밀기계공학과, 1998.
 [11] 박재우, 신상운, 주동우, 이시복, "자동차용 충격흡수기의 동적거동 해석," 한국정밀공학회지, 제14권, 제6호, pp. 28-35, 1997.
 [12] Timoshenko, S. and Krieger, S. W., *Theory of Plates and Shells*, New York: McGraw-Hill, 2nd Ed., pp. 54-63, 1959.
 [13] 이동음, "능동식 현가시스템용 전자비례 유압 감압밸브의 해석 및 설계에 관한 연구," 박사학위논문, 한국과학기술원, 1996.
 [14] Alleyne, A. and Hedrick, J. K., "Nonlinear adaptive control of active suspensions," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 3, no. 1, pp. 94-101, 1995.
 [15] Vaughan, N. D. and Gamble, J. B., "The Modeling and simulation of a proportional solenoid valve," *ASME Transactions, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 118, no. 1, pp. 120-125, 1996.



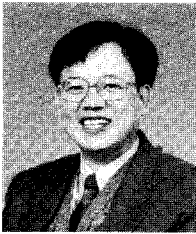
도 홍 문

1974년 8월 20일생. 1993~1996 동의공업전문대학 전자계산학과(전문학사). 1996~1999 동아대학교 기계공학과(공학사). 1999~2002 부산대학교 대학원 지능기계공학과(공학석사). 2002~현재 동대학원 박사과정. 관심분야는 적응제어, 유/공압제어, 인체진동특성해석, 현가장치제어 및 ECU개발, HILS, 차량시트의 승차감제어 및 능동제어 차량시트 개발.



홍 경 태

1973년 9월 28일생. 1992~2000 금오공과대학교 전자통신공학과(공학사). 1993~1995 군복무(통신병). 2000~2002 부산대학교 대학원 지능기계공학과(공학석사). 2002~현재 동대학원 박사과정. 관심분야는 적응제어, 현가장치제어 및 ECU개발, HILS, 능동제어 차량시트개발, 개방구조의 비전센서를 이용한 Anti-Sway Control 시스템 개발, 크레인 LMI 시스템 개발, 임베디드시스템, 무선통신을 위한 Data Link Protocols.



홍 금 식

1957년 8월 25일생. 1975~1979 서울대학교 기계설계학과(공학사). 1985~1986 Columbia University(New York) 기계공학과(공학석사). 1987~1991 University of Illinois at Urbana-Champaign(UIUC) 응용수학과(이학석사) 및 기계공학과(공학박사). 1991~1992 UIUC 기계공학과 Post-doctoral Fellow. 1979~1982 군복무(포병). 1982~1985 대우중공업(인천) 기술연구소 연구원(소음/진동 담당). 1993~현재 부산대학교 공과대학 전임강사, 조교수, 부교수. 1996~1999 제어·자동화·시스템공학 논문지 편집위원. 2000~현재 Automatica, Associate Editor. 관심분야는 시스템이론, 적응제어, 비선형제어, 분포매개변수시스템의 제어.