

비대칭형 유압 실린더를 사용한 능동현가 시스템에서의 궤환 선형화와 최적제어기법을 이용한 이득계획제어기 설계

장유진 김상우
포항공과대학교 전자전기공학과

Gain-scheduled controller design of an Active Suspension System with an Asymmetric Hydraulic Cylinder using feedback linearization technique & optimal

Yujin Jang, Sang-Woo Kim

Dept. Electronic and Electrical Eng., Pohang University of Science and Technology

Abstract - Asymmetric cylinders are usually used as an actuator of active suspensions. The conventional optimal controller design does not include actuator dynamics as a state, and force controller is needed to track the desired force. But the actuator is not ideal, so performance of an active suspension system is degraded.

In this paper, we take account nonlinear actuator dynamics and obtain a linear model using a feedback linearization technique then apply optimal control method. For real time application, gain-scheduling method is used. Effectiveness of proposed method is demonstrated by numerical simulation of 1/4 car model.

1. 서 론

자동차의 도로 주행 시, 범퍼나 도로의 불규칙성은 타이어를 거쳐 자동차 차체에 충격을 주어 운전자와 승객의 승차감과 안정성에 영향을 미친다. 이러한 악영향을 줄이기 위하여 현가시스템(suspension system)의 연구가 진행 되어왔다. [1][2]에서는 승차감의 측면에서, 수직방향의 가속도 성분이 인체에 미치는 영향에 대한 많은 경험의 수집과 실험으로 인체가 수직방향의 가속도 성분에 노출되는 정도에 따라서 일어나는 생리학적 현상이 잘 정립되어 있다.

현재 대부분의 자동차에서는 스프링과 완충기를 이용한 수동현가 시스템을 사용하고 있는데, 이러한 수동현가 시스템의 한계를 극복하기 위해서 1970년 이후 수동현가 시스템에 유압실린더를 추가한 능동현가 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되어왔다. Karnopp[3]은 스카이훅제어 이론을 제안하였고, Kalman[4], Wilson[5], Thompson[6], Barbieri[7]는 최적제어 이론을 적용하였다. 또, Vallurpalli[8]은 차체의 질량 변화와 피치 운동에 의한 하중 변화를 고려한 모델적응제어 (Model reference adaptive control)를 연구하였고, Chen[9]은 자기동조 최적제어 방법을 능동현가 시스템에 적용하여 연구하였다. [10][11]에서는 H_∞ 방법과 H_2/H_∞ 방법을 적용하여 시스템의 불확실성에 대한 강인성을 연구하였다. 이처럼 오래 전부터 LQR/LQG의 최적제어 기법은 활발히 연구되어 왔지만 능동 현가 시스템에 사용되는 유압 실린더의 비선형성과 각요소들의 시변성을 고려하지 않았다. 즉, 지금까지의 최적제어 이론의 적용에는 유압실린더의 특성을 고려하지 않고 유압실린더가 발생시켜야 하는 힘을 최적제어 이론을 사용하여 구하고, 그 힘을 힘제어(force control)를 이용하여 발생시켰었다.[12][13] 이러한 방법은 간단히 최적제어 이론을 적용시킬 수 있는 장점이 있는 반면 유압실린더의 성능이 이상적이지 않기 때문에 실제로 적용했을 때 기대했던 성능이 나오지 않는 단점이 있다.

최근에는 유압실린더의 비선형성을 고려한 적응 제어 이론이 적용되고 있다.[14][15] 그러나 실제의 자동차에

는 비대칭형 유압실린더의 형태가 적당하지만 위의 제어 기법에서는 대칭형의 유압실린더를 다루고 있다. 또, [16]에서는 비대칭형 유압실린더만을 사용한 1/4차량 모델에서 비선형 힘제어 방식을 이용하여 스카이훅 제어를 하고 있다. 그러나 비선형적인 특성을 갖는 유압실린더의 댐핑계수에 대한 고려를 하지는 않았다.

본 논문에서는 [16]에서 제안한 비선형 힘제어(force control) 방법을 참조하여 비대칭형 유압실린더와 스프링으로 구성된 능동현가 시스템에서 힘을 하나의 상태변수로 나타내고 궤환 선형화(feedback linearization) 방법을 이용하여 선형화 시킨후, 유압실린더의 상대적인 속도에 영향을 받는 댐핑계수를 고려한 최적제어기 설계를 제안한다. 비선형성을 갖는 댐핑계수를 고려하여 매 순간마다 최적제어 이득을 계산하는 것은 시간이 많이 걸리므로 이러한 제어기는 비현실적이다. 이런 문제를 해결하고 실시간으로 최적제어 이득을 구하기 위해서 이득계획법 (gain scheduling method)을 적용하였다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2.1에서는 능동 현가 시스템 모델과 비대칭형 유압실린더의 특성을 다루고 있고, 2.2에서는 제어기 설계를 다루고 있으며 2.3에서는 본 논문에서 제안한 제어기와 다른 제어기와의 성능을 모의 실험을 통하여 비교하였다. 마지막으로 3장에서 본 논문에 대한 결론을 내리고 있다.

2. 본 론

2.1 시스템 모델

본 논문에 사용된 능동 현가 시스템의 모델은 그림 1에서와 같고 1/4 차량 모델을 나타낸다. 수동 현가 시스템과 달리 비대칭형 유압 실린더가 장착되어 있다.

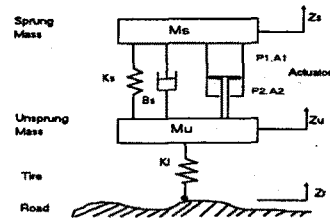


그림 1. 1/4 차량 모델

2.1.1 운동방정식

그림 1의 1/4차량에 대한 운동 방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$M_s \ddot{z}_s = -K_s(z_s - z_u) - B_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + F_a$$

$$M_u \ddot{z}_u = K_s(z_s - z_u) + B_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - K_r(z_u - z_r) - F_a$$

여기서 F_a 는 유압 실린더가 내는 힘을 나타낸다.

2.1.2 비대칭형 유압실린더 운동방정식
 비대칭형 유압실린더는 힘을 발생시키는 부분인 유압실린더와 필요한 유량을 제어하는 서보밸브로 구성되어 있으며 그 구조는 그림 2와 같다.

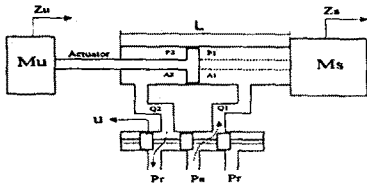


그림 2. 비대칭형 유압실린더 구조

[16]에서와 같이 서보밸브 제어전압 u 와 스푼(spool)변위는 선형관계에 있고, 서보밸브의 유량(flow rate)과 압력 강하에 따른 관계식은 다음과 같다.

$$Q_i = K_{eq} u \sqrt{\Delta P_i} \quad i = 1, 2$$

$$\Delta P_1 : \begin{cases} P_s - P_1 & \text{if } u > 0 \\ P_1 & \text{if } u < 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$\Delta P_2 : \begin{cases} P_2 & \text{if } u > 0 \\ P_s - P_2 & \text{if } u < 0 \end{cases}$$

그림 2에 나타낸 유압 실린더의 길이의 최대 변화량은 초기에 유압실린더의 헤드(head)가 정 중앙에 위치한다는 가정하에서 $\pm 8\text{cm}$ 이다. 유체의 연속 방정식으로부터 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (3)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt}$$

식(3)에서 V_1, V_2 는 각 챔버(chamber)의 부피를 나타내고, C_{ip} 는 실린더 내부의 누설계수를 나타내며 C_{ep} 는 실린더 외부의 누설계수를 나타낸다. 식 (3)에서 유압실린더의 누설계수(Leakage coefficient)의 영향이 작기 때문에 무시하면 각각의 압력의 변화는 다음과 같은 관계로 나타난다.

$$\dot{P}_1 = \frac{A_1 \beta}{V_1} (Q_1 - A_1(z_s - z_u))$$

$$\dot{P}_2 = \frac{A_2 \beta}{V_2} (-Q_1 + A_2(z_s - z_u)) \quad (4)$$

$$V_1 = A_1 \left(\frac{L}{2} + z_s - z_u \right)$$

$$V_2 = A_2 \left(\frac{L}{2} + z_u - z_s \right)$$

이때 유압 실린더가 발생시키는 힘은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_a = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (5)$$

식 (2),(4),(5)를 이용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{F}_a = \beta K_{eq} \left(\frac{A_1 \sqrt{\Delta P_1}}{V_1} + \frac{A_2 \sqrt{\Delta P_2}}{V_2} \right) u - \beta \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) (z_s - z_u) \quad (6)$$

2.1.3 비대칭형 유압실린더의 댐핑특성.

그림 3은 비대칭형 유압실린더의 댐핑특성을 나타내는 그림이다. 가로축은 유압실린더의 움직이는 속도를 나타내고 있고, 세로축은 유압실린더의 운동속도에 따른 댐

핑 특성을 표시하고 있다. 여섯 개의 점에서 댐핑계수를 계산한 것을 표 1에 나타냈다.

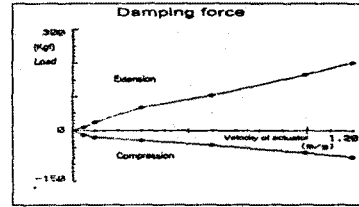


그림 3. 댐핑특성 (1Kg_f = 9.8N)

velocity of actuator (m/s)	Load (Kg _f)		Damping coefficient Bs (Nsec/m)	
	Extension	Compression	Extension	compression
0.048	8.10	-14.10	1620	2620
0.089	23.55	-19.80	2331	1980
0.29	67.05	-28.95	2265	978
0.59	104.25	-42.75	1731	710
0.99	167.55	-65.85	1659	652
1.19	201.90	-78	1662	642

표 1. 속도에 따른 댐핑계수

대체적으로 실린더의 운동방향에 댐핑계수가 1.5~2배 정도 차이가 남을 알 수 있다.

2.2 제어기 설계

폐환 선형화(feedback linearization)를 이용해서 식(6)을 변형하자. 우선 제어입력 u 를 다음과 같이 두자.

$$u = \frac{v + \beta \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) (z_s - z_u)}{\beta K_{eq} \left(\frac{A_1 \sqrt{\Delta P_1}}{V_1} + \frac{A_2 \sqrt{\Delta P_2}}{V_2} \right)} \quad (7)$$

식(7)을 이용하면 식(6)은 다음과 같이 된다.

$$\dot{F}_a = v \quad (8)$$

여기서 v 는 새로운 제어 입력이 된다.

식 (1),(4),(6),(7),(8)을 이용하고, 상태변수 x 를 다음과 같이 놓으면 전체 시스템은 v 를 새로운 입력으로 하는 선형화된 모델이 된다.

$$x = [z_s - z_u, \dot{z}_s, z_u - z_r, \dot{z}_u, F_a]^T \quad (9)$$

$$\dot{x} = Ax + Bv + G\dot{z}_r$$

선형화된 모델에 대하여 최적제어 이론을 적용할 수 있다. 성능 평가함수를 다음과 같이 잡는다.

$$J = \int_0^{\infty} (\rho_1 \dot{z}_s^2 + \rho_2 (z_s - z_u)^2 + \rho_3 (z_u - z_r)^2 + \rho_4 F_a^2 + rv)$$

여기서 $\rho_i, i = 1, 2, 3, 4$ 은, 가중치(weight)를 나타내고, \dot{z}_s 은 스프링 상 질량(sprung mass)의 수직방향 가속도를 나타내며 승차감의 지표로 사용된다. $z_s - z_u$ 는 현가 변위(rattle space)를 나타내며 실제 자동차에서는 그 범위가 한정되어있다. (본 논문에서는 $\pm 8\text{cm}$ 이다.)

$z_u - z_r$ 은 타이어의 수축 정도를 나타내며 타이어의 접지력(road holding)을 나타내는 지표가 된다. F_a 는 유압실린더에서 내는 힘을 나타낸다.

Bs 가 실린더의 운동방향과 속도에 따라 변하기 때문에 매 순간마다 최적제어 이득을 구해야 한다. 이러한 방법은 최적제어 이득 계산시에 많은 시간을 필요로 하므로 실시간 적용을 위해서 이득계획법을 사용한다.

댐핑계수 (Bs)와 최적 제어이득사이의 관계를 알아보기 위하여 댐핑계수를 600Nsec/m ~ 3000Nsec/m로 변화시키면서 최적 제어이득 $K_1 \sim K_5$ 를 계산하여 그래프로 나타냈다. (그림 4) 그래프를 보면 최적제어 이득이 댐핑

계수 (Bs)에 대하여 거의 선형으로 나타나고 있음을 알 수 있다. 따라서 댐핑계수(Bs)가 변화할 때마다 ARE를 푸는 것 대신에 댐핑계수가 최소치인 600Nsec/m일 때의 최적 제어이득과 최대치인 3000Nsec/m일 때의 최적 제어이득을 구한 후 나머지 댐핑계수의 값들에 대해서는 선형적인 관계를 이용하여 최적제어 이득을 구할 수 있다. 따라서 매 순간마다 ARE를 풀어서 구한 최적제어 이득을 이용하여 제어를 한 결과와 거의 차이가 없을 것이다.

3. 결 론

모의 실험을 통하여 기존의 힘제어를 이용한 방식보다는 궤환선형화(feedback linearization)를 적용한 후 최적 제어 이론을 적용한 방식의 성능이 뛰어난 것을 보였으며, 실시간 적용을 위한 이득계획법(gain scheduling)을 적용했을 때 성능이 떨어지지 않음을 보였다. 하지만 논문에서 실시간 적용을 위해 사용한 이득계획법은 고정된 가중치를 이용하였는데, 댐핑계수에 따른 최적의 가중치가 어떤 형태이며 이들을 제어기 설계에 어떻게 반영하여야 할지와, 센서(sensor)의 갯수를 줄이기 위한 관측기(observer) 설계는 더 연구가 되어져야 할 것이다.

본 논문은 포항제철의 기술개발비 지원으로 인한 연구결과임을 알립니다.

(참 고 문 헌)

- [1] M DEMIC, Dip Ing, Zavodi 'Crvena Zastava', 'Zastava Razvoj', 'Kragujevac', "Assessment of random vertical vibration on human body fatigue using a physiological approach", Vehicle Noise & Vibration IMechE 1984 pp91-95
- [2] ISO standard 7962 (ISO, 1987)
- [3] D.Karnop & M.J Crosby, "Vibration Control using semi-active force generator", J.of Engineering for Industry, Trans. of the ASME, pp.619-626, May, 1974
- [4] R.E. Kalman, "when is a linear Control System Optimal?" J. of Basic Engineering, Trans. of ASME, pp. 105-118, 1986
- [5] D.A. Wilson, R.S. Sharp, S.A. Hassan, "The Application of Linear Optimal Control Theory to the Design of Active automotive Suspensions", Vehicle System Dynamics, Vol. 15, pp 105-118, 1986
- [6] A. G. Thompson "an Active Suspension with Optimal linear State Feedback", Vehicle System Dynamics 5(1976), pp. 187-203
- [7] Prof.N .Barbieri, "The Optimal active suspension systems for an off road vehicle", Int. J. of Vehicle Design , vol.16. Nos 2/3 , 1995
- [8] Vallurupalli. S.S , Dukkupati, R. V and Osman, M. O. M "Adaptive Active Suspension to attain Optimal Performance and maintain Static Equilibrium Level", Int. J. of Vehicle Design , vol. 14. nov 5/6, 1993
- [9] Hung-Hsu Fred Chen, Dennis A. Guenther, "self-tuning Optimal Control of an Active Suspension", SAE 892485, pp 5 78-587, 1989
- [10] Moran, A. and Nagagi. M " Analysis and Design of Active Suspension by H_{∞} Robust Control theory", JSME International Journal, series III, Vol. 35, No.3 , 1992
- [11] 정우영, 김상우, 원상철, "능동 현가 시스템을 위한 H_2/H_{∞} 제어기 설계", 제 11회 한국자동차제어학술회의('96 KA CC)논문집 제 2권, pp.888-891, 1996년 10월
- [12] 이병운, "신경망을 이용한 능동현가 시스템의 자기동조 최적제어기 설계", 포항공과대학교 전자전기공학과 1997년 석사학위논문
- [13] G. H. Engleman, G. Rizzoni, " Including the Force Generation Process in Active Suspension Control Formular" ACC, pp. 701-705 , 1993
- [14] Andrew Alleyne and J. Karl Hedrick , "Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions", IEEE Trans. on control system technology. Vol. 3. No.1 march 1995
- [15] Rajesh Rajamani, "Adaptive Observers for Active Automotive Suspensions : Theory and Experiment" , IEEE trans. on control system technology. Vol. 3. No.1 march 1995
- [16] Wanil Kim, Byungyun Lee, Sang-Woo Kim and Sangchul Won, "Force Control of asymmetric hydraulic cylinder for active suspensions", Proc. of 11th KACC , pp 1124-1127, Pohang, Korea, 1996

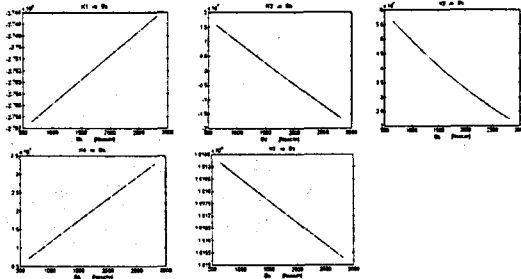


그림 4. 최적제어 이득

2.3 모의실험 결과

지면입력(Zr)으로는 너비 2m 높이 3cm인 범프를 가정했으며 자동차의 속력은 18km/h로 가정했다. 그림 5에서는 수동 현가 시스템과 이상적인 유압실린더를 가정한 힘제어 (force control)를 이용한 방법과 궤환 선형화와 최적제어기법을 이용한 시스템의 스프링 상 질량(sprung mass)에서의 가속도 응답을 비교하고 있다.

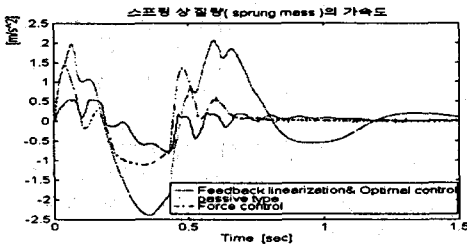


그림 5. 스프링 상 질량의 가속도 응답비교

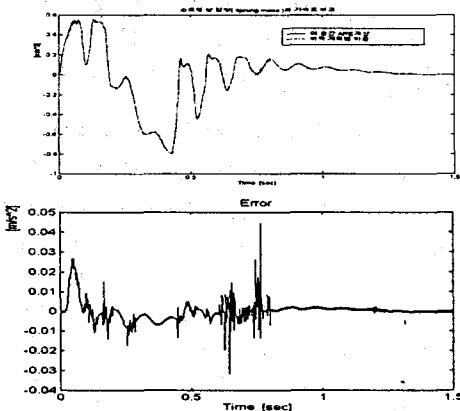


그림 6. 이득 계획 제어기의 성능비교

그림 6의 결과를 보면 이득계획법을 이용했을 때의 성능이 매 순간마다 최적제어 이득을 계산한 것과 별 차이를 보이지 않고 있음을 알 수 있다.