

반능동현가장치용 리버스 무단연속가변댐퍼의 모델링 및 동특성 해석

Modeling and Dynamic Characteristics Analysis of a Continuously Variable Damper with Reverse type Semi-active Suspension.

박재필* · 최창림* · 윤영환** · 최병근*** · 정용길***

J. P. Park, C. R. Choi and Y. H. Yoon and B. K. Choi and Y. G. Jung

Key Words : semi-active suspension(반능동 현가장치), reverse continuously variable damper(리버스무단연속가변댐퍼), modeling(모델링), IMAGINE/AMESim.

ABSTRACT

Since semi-active suspension systems of automobile, of which suspension damper are controlled actively, exhibit high performance with light system weight, low cost and low energy consumption. From this view point, semi-active suspension systems are greatly expected to be in the mainstream of future controlled suspension systems. In this paper, mathematical modeling and dynamic characteristics analysis of a reverse continuously variable damper and valve used for semi-active suspension systems are investigated. The mathematical model of piston with valve are proposed by IMAGINE/AMESim in the paper. To verify the mathematical model developed, the dynamic characteristics are simulated by IMAGINE/AMESim and are compared with experimental results. It was confirmed that the developed models represent well the actual system and can be used for control system design.

1. 서 론

자동차의 현가 특성(Suspension Characteristics)은 일반주행 시에는 승차감(Ride Comfort)을 향상시키기 위해 부드럽게(soft) 작동해야 하고, 급선회 및 고속 주행 시에는 조종안정성(Handling) 또는 주행안전성(Ride Safety) 확보를 위해 딱딱하게(hard) 작동해야 한다. 또한, 주행 중 노면상태에 따라서 발생하는 모든 충격을 흡수하여 차체 및 승객에게 전달되는 진동을 최소화할 수 있어야 하며, 제동 시 차체의 자세변화와 제동안정성(Braking Stability)에도 기여해야 한다[1].

종래의 수동현가시스템은 수동소자인 스프링과 댐퍼로 구성되어 에너지를 소산시키는 형태이므로, 이를 구현하는데 비교적 가격이 저렴하고, 고장이나 오작동이 적어서 신뢰성이 높은 장점이 있으나 설계변수 값들이 고정되어 있어서 성능향상에는 한계가 있다. 즉, 차량의 현가장치는 서로 상충되는 설계사양인 승차감과 주행안정성의 두 가지 기능을 수행하는데, 기존의 수동형 현

가장치는 주행특성에 매우 중요한 영향을 미치는 댐퍼의 감쇠력이 하나의 값으로 고정된다.

그러나, 80년대 이후 주행도로 및 주행차량의 상태 등을 고려하여 승차감 및 주행안정성 측면에서 넓은 범위에 걸쳐 최적의 성능을 제공하는 능동/반능동 현가장치가 실용화되고 있다[2,3,4].

현가시스템 구성요소의 특성가변을 통한 기존 샤시시스템(conventional chassis system)의 한계를 극복하고자 하는 시도가 나타나기 시작하였으며 그 대표적인 예가 전자제어식 현가시스템(electronically controlled suspension system)이다. 이 시스템은 1970년대 Karnopp[5]에 의해 제안된 스카이훅(sky-hook) 댐핑 제어 알고리즘에 근거하여 주로 연구, 개발이 추진되어 1990년대에 유압식 능동 현가시스템이 일본에서 출시되기에 이르렀다. 그러나 유압식 능동 현가시스템은 별도의 유압 원을 필요로 함으로서 차량의 소모 동력 증가와 차량 무게의 증가 및 시스템 가격 상승 등의 문제점을 드러냈다[6].

이러한 이유로 세계 각국의 자동차 및 부품 메이커들은 반능동 현가시스템 개발[7]을 추진하여 1994년 처음으로 무단가변댐퍼를 장착한 차량이 출시되었다. 이것은 피스톤 밸브 내부의 가변 오리피스를 댐퍼 상단의 스텝 모터로 조절하는 방식으로 기존의 적용식(3~4단) 댐퍼보다 많은 단수(9~14단)

* 경상대학교 대학원 정밀기계공학과
E-mail : s_help96@gaechuk.gsnu.ac.kr
Tel : (055)640-3182, Fax : (055)640-3188

** 신호시스템

*** 경상대학교 기계항공공학부

를 가짐으로써 스위칭 충격을 줄일 수 있었지만 그만큼 시스템 반응 속도가 느려지는 약점을 보였다. 또한 인장행정 시의 감쇠력은 큰 폭으로 가변 가능 하지만 압축행정 시의 감쇠력 가변 폭은 제한성을 갖는 성능 튜닝의 한계를 나타냈다.

따라서 본 연구에서는 상기의 문제점을 극복하기 위해 반동식 가변댐퍼로 연속적으로 무단 가변 가능하며 압축, 인장 행정 시 튜닝 폭이 넓은 무단연속가변댐퍼를 수학적으로 모델링하고 AMESim[8]을 사용하여 수치 simulation 모델을 구축하고, 이 수치 모델의 유용성을 실험결과와의 비교를 통하여 확인하고자 한다.

2. 리버스 무단연속가변댐퍼의 모델링

(1) 압축행정에서의 연속방정식

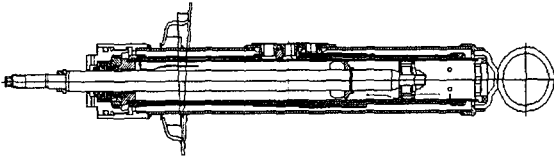


Fig.1. Compression stroke of a reverse continuously variable damper.

압축행정 시 오일의 흐름을 나타낸 Fig.1은 압축행정일 때 베이스밸브 안쪽 홀을 통해 compression 디스크를 밀면서 압축실에서 저장실로 흐르는 유량 Q_{cs} 가 일어나며, 피스톤 밸브부에서는 피스톤 밸브 바깥 홀을 통해 디스크의 강성을 이기면서 압축실에서 반동실로 들어오는 유량 Q_{cr} 이 발생하고, 반동실에서 솔레노이드 밸브부로의 유량 Q_{rs} 가 일어나고 이 유량은 솔레노이드 밸브부에서 제어되어 진다. 압축실의 연속방정식은 아래 식으로 표시할 수 있다.

$$A_c \frac{dx_d}{dt} - Q_{rsol} - Q_{cr} - Q_{cs} - \frac{V_c}{\beta_{oil}} \frac{dP_c}{dt} = 0 \quad (1)$$

$$Q_{rsol} = C_d A_{rs} \sqrt{\frac{2(P_r - P_{sol})}{\rho}} \quad (2)$$

$$Q_{cr} = C_d A_{cr} \sqrt{\frac{2(P_c - P_r)}{\rho}} \quad (3)$$

$$Q_{cs} = C_d A_{cs} \sqrt{\frac{2(P_c - P_s)}{\rho}} \quad (4)$$

여기서, A_c 는 감쇠기 피스톤의 압축실 단면적, x_d 는 actuator 실린더 변위, β_{oil} 는 유체의 체적탄성계수(bulk modulus of elasticity), V_c 는 압축실 체적, P_c 는 압축실 압력, P_r 는 반동실의 압력, P_s 는 저장실의 압력, P_{sol} 는 솔레

노이드밸브의 압력, C_d 는 유량계수, A_{rs} , A_{cr} , A_{cs} 는 오일 통로의 유로면적을 나타낸다.

(2) 인장행정에서의 연속방정식

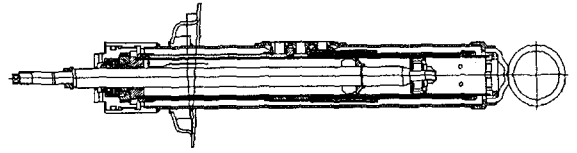


Fig.2. Rebound stroke of a reverse continuously variable damper.

Fig.2는 인장행정 시 오일의 흐름을 나타낸다. 인장행정일 때 베이스밸브 바깥 홀을 통해 리바운드 디스크를 지지하고 있는 conical 스프링의 강성을 이기면서 저장실에서 압축실로 흐르는 유량 Q_{sc} 와 반동실에서 저장실로의 유량 Q_{rs} 가 일어나고 이 유량은 솔레노이드밸브에서 제어되어 압축실로 흐르는 유량 Q_{sol} 가 일어난다. 수동형댐퍼(passive damper)의 피스톤 밸브부와 달리 안쪽 홀이 없으므로 반동실에서 압축실로의 유동은 일어나지 않고 반동실의 오일은 저장실 오리피스를 통해 솔레노이드 밸브부에서 제어된다. 반동실의 연속방정식은 아래 식으로 표시할 수 있다.

$$A_r \frac{dx_d}{dt} - Q_{rs} - Q_{sc} - Q_{sol} + \frac{V_r}{\beta_{oil}} \frac{dP_r}{dt} = 0 \quad (5)$$

$$Q_{rs} = C_d A_{rs} \sqrt{\frac{2(P_r - P_s)}{\rho}} \quad (6)$$

$$Q_{sc} = C_d A_{sc} \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}} \quad (7)$$

$$Q_{sol} = C_d A_{sol} \sqrt{\frac{2(P_{sol} - P_c)}{\rho}} \quad (8)$$

여기서, A_r 는 감쇠기 피스톤의 반동실 단면적, V_r 는 반동실 체적을 나타낸다.

(3) 피스톤 모델링

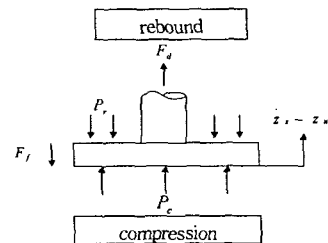


Fig.3. Damping force of shock absorber

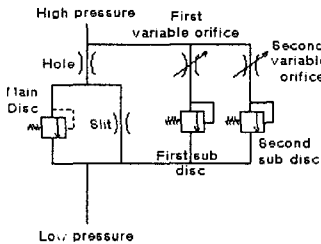
Fig. 3은 피스톤밸브부에 작용하는 힘에 대한 자유물체도를 나타낸 것이다. 피스톤밸브 양 단면에 작용하는 압력차에 의한 감쇠력은 다음 식에 의해 구해질 수 있다.

$$F_d = P_c A_p - P_r (A_p - A_{rod}) \pm F_c \pm F_v \quad (9)$$

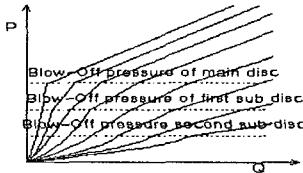
여기서, F_d 는 actuator의 감쇠력, A_p, A_{rod} 는 피스톤과 로드 의 단면적이며, F_c 는 쿨롱마찰, F_v 는 점성마찰을 나타낸다.

3.유량제어 밸브의 모델링 및 simulation

(1)감쇠메카니즘



(a) Hydraulic circuit



(b) P-Q curves

Fig4.Variable damper of orifice control

가변댐퍼의 orifice 제어에 관한 hydraulic circuit와 P-Q선도를 Fig.4에 나타낸다. Fig.4의 (a)에서 가장 하드(hard)한 감쇠력은 제1가변 오리피스와 제2가변 오리피스를 모두 닫으면 형성이 된다. shutter의 회전에 의해 가변 오리피스가 열리기 시작하면 먼저 제1가변 오리피스가 열리고 제1가변 오리피스가 다 열리고 난 후 뒤이어 제2오리피스가 열리게 된다. 이에 따라 P-Q 관계도 제1 가변 오리피스만 열려 있을 때는 제1 sub disc와 main disc의 Blow-off 압력에서 특성 선도가 꺾이고 제2가변 오리피스까지 열리면 제1서브디스크, 제2서브디스크 및 메인디스크의 Blow-off 압력에서 특성 선도가 Blow-off되는 특성을 나타내게 된다.

이러한 밸브 메카니즘을 이용해 고안된 리버스 감쇠력 무단연속가변댐퍼의 경우, 감쇠력 가변 특성은 보다 균일해지나 밸브 크기에 대해 공간적인 제한으로 인해 가변 오리피스 면적의 크기를 크게 할 수 없어 Blow-off 이후 감쇠력 특성 곡선의 기울기를 작게

하기가 어렵다. 이러한 단점 때문에 본 연구에서는 Blow-off 이후의 감쇠력 특성 곡선의 기울기를 작게 할 수 있는 pilot controlled proportional valve의 메카니즘을 이용하여 가변밸브를 설계하고자 한다.

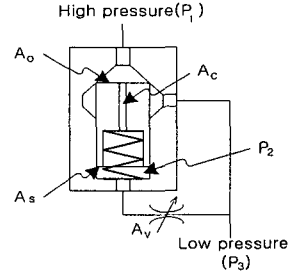


Fig.5 Schematic of pilot controlled proportional valve

파일럿 제어 비례밸브의 작동 원리를 설명하기 위한 밸브의 개략도를 Fig.5에 나타낸다. Fig. 5에서 고압(P1)과 저압(P3)측의 압력차를 다음식과 같이 나타낼 수 있다[9].

$$P_1 - P_3 = \frac{F_{sp}}{A_0 - A_s} - \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{C_d}\right)^2 \cdot \frac{1}{A_c^2} \cdot \frac{A_s}{A_0 - A_s} \quad (10)$$

식(10)에서 A_0 와 A_s 는 밸브 양단의 단면적을 나타내며 F_{sp} 은 밸브에 작용하고 있는 스프링 initial load이다. 이 두 힘이 같을 때 Blow-off가 일어난다. 이 식에서 양단의 단면적에 따라 Blow-off특성이 다르게 나타난다.

(2) Pilot valve의 simulation

Fig. 5에 나타낸 pilot controlled proportional valve를 AMESim을 이용하여 수치 모델링 한 것을 Fig. 6에 나타내었다.

Pilot controlled proportional valve 단면적이 $A_0 < A_s$ 일 경우 simulation 한 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 가변오리피스가 약간의 오차가 있어도 Blow-off 되는 압력의 변화가 크고 가변오리피스가 일정하게 증가할 때, Blow-off 되는 압력이 초기엔 높아지나 나중엔 아주 작은 폭으로 낮아지게 된다. 또한 작은 유량에서 큰 압력을 내기가 어려워 이를 댐퍼에 적용할 경우 저속에서의 하드 감쇠력을 얻기가 어렵다.

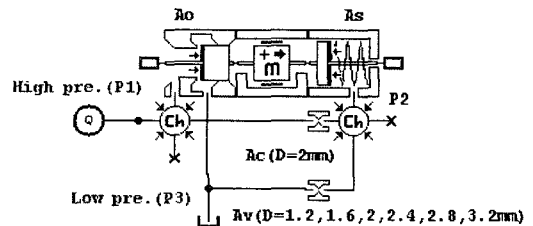


Fig.6 AMESim model of pilot controlled proportional valve

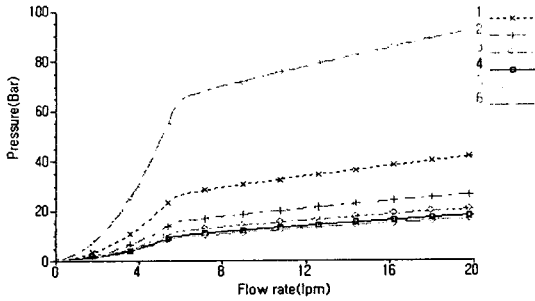


Fig.7 P-Q characteristics of pilot controlled proportional valve ($A_o < A_s$)

Fig.8은 가변오리피스가 일정하게 증가할 때 Blow-off 되는 압력이 비교적 균일하게 나타나며 작은 유량에서도 큰 압력을 낼 수 있을 뿐만 아니라 압력의 한계도 정해 놓을 수가 있다. 따라서 pilot controlled proportional valve를 뎀퍼에 이용한다면 $A_o > A_s$ 인 경우가 좋다.

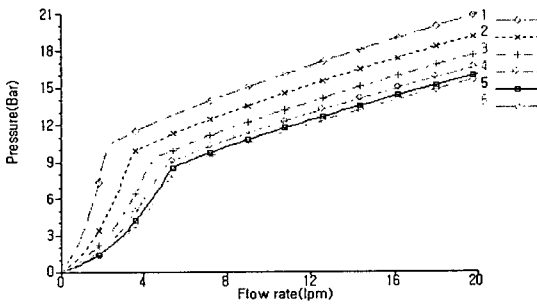


Fig.8 P-Q characteristics of pilot controlled proportional valve ($A_o > A_s$)

(3) 유량제어밸브(FCV) simulation 모델

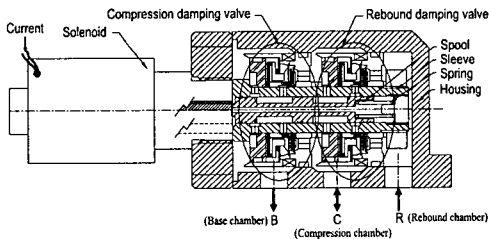


Fig. 9 Sectional drawing of continuous variable valve

Fig. 9는 pilot valve의 원리를 구현하여 설계한 가변 밸브의 조립도이다. 인장, 압축 가변 밸브부와 오리피스 개도를 제어하기 위한 spool, sleeve 및 비례 솔레노이드로 구성되어 있다. 인장 및 압축 가변 밸브가 직렬로 조립되어 있으며 인장행정 시에는 오일이 인장 chamber에서 인장 가변 밸브를 거쳐 압축 chamber로 흘러

나가고, 압축 행정 시에는 오일이 압축 chamber에서 압축 가변 밸브를 거쳐 base chamber로 흘러 나간다. 이때 솔레노이드 입력 전류에 따라 스펴의 개도 변화에 의해 pilot valve부의 디스크 배압을 조절하여 감쇠력을 제어한다.

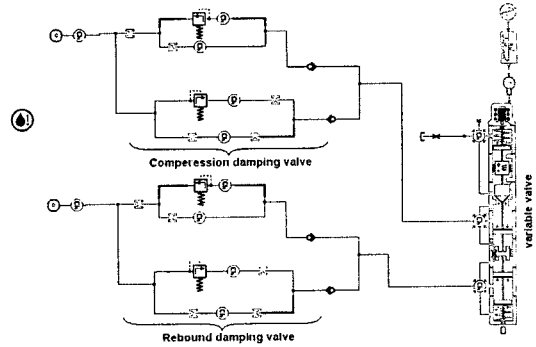


Fig.10 AMESim simulation model of continuous variable valve

이상의 내용을 바탕으로 본 논문에서 제안된 연속가변밸브의 AMESim 수치해석모델을 Fig.10에 나타낸다. 이 모델은 유량제어밸브의 유로분석에 의하여 압축과 인장일 때 밸브의 특성을 모델링 한 것으로, 디스크는 릴리프밸브, 슬릿면적은 가변오리피스로 구성하였으며, 가변밸브인 스펴과 비례솔레노이드는 파일럿 밸브의 감쇠 메카니즘을 바탕으로 모델링 하였다.

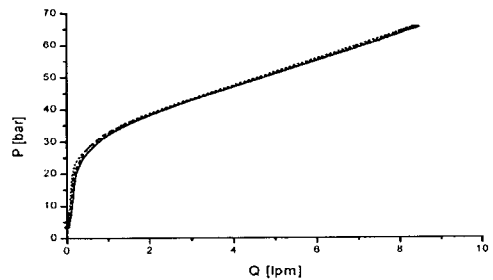


Fig.11 Test result for slit area of continuous variable valve to hard

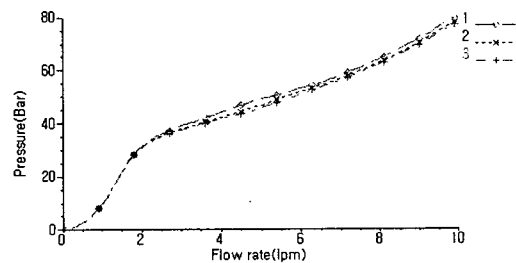


Fig.12 Simulation result for slit area of continuous variable valve to hard.

Fig. 11과 13은 밸브의 슬릿면적과 디스크매수 변화에 따른 하드 특성변화(P-Q선도)의 실험치를 나타내고 있으며, Fig. 12와 14는 AMESim 수치해석모델에서 오리피스직경과 스프링강성을 가변시킨 수치 simulation 결과를 나타내고 있다. 유량이 낮은 영역의 Blow off되는 지점에서의 약간의 차이를 제외하고 simulation결과와 실험결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Blow off되는 지점에서 발생하는 오차는 수치모델 일부분에서의 누설에 의한 것으로 생각되며, 차후 수치해석모델에서 해결해야 할 부분으로 생각됩니다.

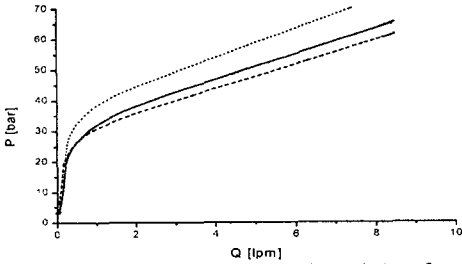


Fig.13 Test result for disc quantity variation of continuous variable valve to hard.

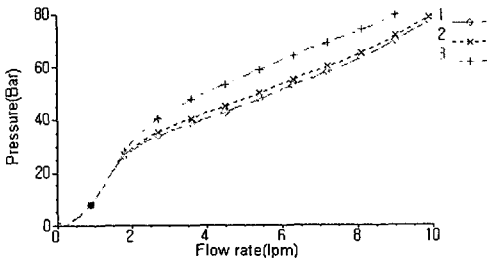


Fig.14 Simulation result for disc quantity variation of continuous variable valve to hard.

4. 결론

본 연구에서는 차량의 승차감과 조정안정이란 상반된 성능을 동시에 구현할 수 있는 반능동현가장치의 리버스 연속가변댐퍼의 기구학적 해석을 통하여 오리피스, 디스크, 비례솔레노이드밸브 등의 가변요소들에 대한 수학적 모델링을 제안하였고, 댐퍼의 수학적 모델링을 위

하여 연속 감쇠력 가변형 댐퍼의 유로 분석과 감쇠력이 얻어지는 메커니즘을 분석하였다.

또한 제안된 모델링을 검증하기 위하여 IMAGINE /AMESim를 사용하여 수치 simulation 모델을 구축하였으며, 유량제한이 밸브에 대한 수치 simulation 결과 실험 결과의 비교를 통하여 수치 simulation 모델의 유용성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 BK21 지역대학육성사업단의 지원에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 이상범, 2003, "자동차 전자제어 현가시스템의 기술현황", 한국과학기술정보연구원.
- (2) 김영선, 2001, "연속 가변식 반능동 현가 시스템의 제어", 국민대학교 석사학위논문.
- (3) 정용길, 이일영, 2000, "차량 능동현가장치용 유압 제어 시스템의 동적거동 해석", 한국동력기계공학회지.
- (4) Besinger, F. H., Cebon, D., and Cole, D. J., Vol. 24, pp"Force Control of a Semi-Active Damper", Vehicle System Dynamics.
- (5) D. C. Karnopp, M. J. Grosby, R. A. Harward, Vol. 98, 19"Vibration Control using Semi-Active Force Generator", ASME, J. of Engineering for Industry.
- (6) 박재우, 이동락, 백운경, 2001, "연속 가변형 충격흡수기의 감쇠성능 해석", 한국자동차공학회논문집.
- (7) Knutson, D., 1991,"Selection and Design of Electrohydraulic Valves for Electrically-Controlled Automotive Suspension System", SAE 912500
- (8) 윤영환, 최명진, 2003, "승용차용 리버스 무단가변댐퍼 개발에 관한 연구", 경희대학교 산학협력기술연구원.
- (9) 윤영환, 최명진, 유승민, 2003, "리버스 무단 댐퍼용 연속 가변밸브의 튜닝 파라미터에 관한연구", 경희대학교 산학협력기술연구원.