< 기술논문 >

차량 자세제어 시스템의 비례압력제어밸브 해석모델 개발 및 최적화 설계

김 동 명¹⁾ · 장 주 섭^{*2)} · 손 태 관³⁾가천대학교 대학원 기계공학과¹⁾ · 가천대학교 기계공학과²⁾ · 계명대학교 기계자동차학과³⁾

Optimization Design and Development of the Proportional Pressure Control Valve Analysis Model of Active Body Control

Dongmyung Kim¹⁾ · Joosup Jang^{*2)} · Taekwan Son³⁾¹⁾Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Gachon University, Gyeonggi 461-701, Korea²⁾Department of Mechanical Engineering, Gachon University, Gyeonggi 461-701, Korea³⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

(Received 12 May 2014 / Revised 9 June 2014 / Accepted 10 June 2014)

Abstract : Active body control system is an important system for determining the driving stability and ride comfort of the vehicle. Active body control system is composed of a cylinder unit power supply unit, and control valve unit. Control valve is a proportional pressure control valve, the dynamic characteristics of the valve affects the performance of the active body control system. We have developed an analytical model, we analyzed the design parameters of the proportional pressure control valve. Further, by knowing the design parameters effect on the system and to optimize the design parameters, and improved performance of the dynamic properties.

Key words : Active body control(능동차체제어), Proportional pressure control valve(비례압력제어밸브), Optimization(최적화설계), Analysis model(해석모델), Design parameter(설계변수)

Nomenclature

X_n	: overlap of spool	Q_n	: flow rate of orifice
X_s, X_p	: displacement of spool or poppet	Q_i, Q_o	: flow rate of input or output
A_i, A_o	: opening area of spool to consider overlap X_n	V_n	: volume of control chamber
A_{po}	: opening area of poppet	P_i, P_o	: pressure of orifice input or output
A_n	: area of orifice	P_n	: pressure of control chamber
D_{po}, D_s	: diameter of spool or poppet	m_s, m_p	: mass of spool or poppet
C_{d_n}	: fluid coefficient of orifice	F_s	: magnetic force of solenoid
C_{po}, C_{di}, C_{do}	: fluid coefficient of spool or poppet	F_{fls}, F_{flp}	: flow forces of spool or poppet
C_v	: velocity coefficient	ρ	: density of oil
C_s, C_p	: viscous damping coefficient of poppet or spool	α	: conical angle of poppet
		β	: oil bulk modulus
		K	: spring constant

*Corresponding author, E-mail: jjsl@gachon.ac.kr

1. 서 론

자동차 산업의 발전은 세계적인 기술 발전과 각 국가의 기술력을 나타낸다고 볼 수 있다. 자동차의 고급화로 소비자의 요구조건이 다양해지고 있으며 이러한 요구에 맞춰 자동차 산업이 발전되고 있다. 특히, 자동차의 자세제어와 밀접한 관계가 있는 현가장치는 소비자가 차량을 평가할 때 아주 중요하게 생각하는 요소 중 한 부분이다.

대부분의 현가장치는 코일스프링, 충격소버(shock absorber) 그리고 서스펜션 암 등으로 구성되어 있으며, 차량 주행 시 노면의 진동과 충격을 흡수하는 역할을 수행한다. 현가장치는 수동형 현가장치, 반능동형 현가장치 그리고 능동현가장치로 제어의 방식과 구조에 따라 다양한 종류로 개발되고 있다.¹⁾ 수동형 현가장치는 디스크와 오리피스 of the 조합으로 유동저항을 이용하여 충격을 흡수하는 방식이고, 능동형 현가장치는 수동형 현가장치의 기본 설계에 전자제어를 사용하여 충격 흡수율을 차량의 주행 상황에 따라 제어하는 현가장치를 지칭한다.³⁾ 이러한 제어 방식이 도입된 유압식 능동 현가시스템은 기존의 수동식 현가시스템의 단점을 보완하여 운전자에게 주행 안전성과 편안한 승차감을 제공한다. 현가시스템의 자동제어에 관한 연구는 1970년대 초부터 시작되었으며, 1980년대 경주용 차량에 서보밸브(servo valve)를 이용하여 능동현가 시스템을 적용한 사례가 있다.⁴⁾ 서보밸브는 동적응답에 최고의 성능을 발휘하지만 밸브의 내부 구조상 오염에 민감하며, 가격이 고가이기 때문에 차량용으로 개발하기에는 다소 어려운 부분이 있다.⁵⁾

본 연구는 차량의 자세제어를 담당하는 유압식 능동 현가시스템의 해석모델 개발 및 최적화 설계에 관점을 두고 있다. 최적화 설계에 앞서 해석모델을 개발하고 설계변수를 분석하여 각각의 변수가 시스템의 동적특성에 미치는 영향력을 분석할 것이다. 또한, 많은 설계 변수 중에서 중요 변수를 파악하고 최적화 설계를 수행할 것이다. 최적화 설계 후, 기존의 모델과 최적화 후의 모델의 동적특성을 비교 분석하여 개발하고자하는 밸브의 최적 설계 변수를 제시하고자 한다.⁵⁾

2. 비례압력제어밸브의 구조 및 작동원리

Fig. 1에 능동현가 시스템의 유압회로를 나타내었다. 능동현가 시스템은 유압 부품과 전자 부품들로 구성되어 있으며, 유압 부품으로는 사축식 펌프, 비례압력제어밸브, 유압액추에이터(actuator) 그리고 냉각기 등으로 구성되어 있다.

차량이 선회할 경우 롤링(rolling) 현상이 발생하게 되고, 급제동 또는 급출발 시 피칭(pitching) 현상이 발생하게 된다. 이러한 현상들을 억제하기 위해 비례압력제어밸브를 사용하여 차량의 자세를 제어함으로써 승차감 및 주행 안정성을 향상시킬 수 있다.

Fig. 2에 나타낸 것과 같이 비례압력제어밸브는 솔레노이드, 포핏밸브, 스톱밸브 그리고 피드백 스프링 등을 포함하여 구성되며, 현가장치 내부 압력을 전류량에 비례하여 제어하는 기능을 수행한다.

Fig. 1 Hydraulic circuit of active body control system

(a) Structure of pressure control valve
(b) Open area symbol in spool and poppet
Fig. 2 Schematic diagram for pressure control valve

3. 수학적 모델

밸브 내부의 오리피스 유량방정식은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.^{2,4)}

$$Q_n = C_{dn} A_n \sqrt{\frac{2(P_i - P_o)}{\rho}} \quad (1)$$

식 (1)에서 오리피스의 단면적(A_n)은 일정한 크기를 갖고, P_i 와 P_o 은 각각의 오리피스에서 입구와 출구 측 사이의 압력 차이를 나타낸다. 또한, 유량계수 C 값은 오리피스의 형상과 Reynolds 수에 의해 결정되며, $C = 0.6 \sim 0.8$ 사이의 범위내의 값을 갖는다.

각각의 제어체적(control volume)에서의 연속 방정식은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\sum Q_i - \sum Q_o - \frac{V_n}{\beta} \frac{dP_n}{dt} = 0 \quad (2)$$

오버랩(overlap)량은 Fig. 2에 명시한 X_n 으로 밸브의 초기 장착 조건에서 내부 누설을 줄이기 위해 스톱밸브와 하우징 사이의 겹쳐지는 길이를 의미한다.

다. 이를 고려한 스톱의 개도면적은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$X_s - X_n \leq 0$ 이면, $A_i = 0$ 이고,

$0 < X_s - X_n \leq X$ 이면,

$$A_i = \pi (X_s - X_n) \cdot [D_s - (X_s - X_n) \sin 2\alpha] \quad (3)$$

식 (3)에서 오버랩량이 증가하면 밸브의 불감대(dead zone)도 증가하게 된다.

포핏의 개도면적 A_{po} 은 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$A_{po} = \pi \sin \alpha \cdot X_p \left[D_p - \frac{X_p}{2} \sin 2\alpha \right] \quad (4)$$

유동력(flow force)은 밸브가 닫히는 방향으로 작용하는 힘으로 이를 고려한 밸브의 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.²⁾

$$m_s \ddot{X}_s + C_s \dot{X}_s + K X_s + F_{fls} - A_s (P_3 - P_5) = 0 \quad (5)$$

여기서,

$$F_{fls} = 2 \cos \Phi [C_{si} A_i (P_1 - P_6) - C_{so} A_o (P_6 - P_o)]$$

$$C_{si} = C_{di} \cdot C_v, \quad C_{so} = C_{do} \cdot C_v \text{ 이다.}$$

포핏의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_p \ddot{X}_p + C_p \dot{X}_p + F_{flp} - A_{po} (P_2 - P_4) + F_s = 0 \quad (6)$$

여기서,

$$F_{flp} = 2 C_{pr} A_{po} \cos \delta (P_2 - P_4)$$

$C_{pr} = C_{po} \cdot C_v$ 이고, $\cos \Phi$ 와 $\cos \delta$ 는 밸브의 유입 각도를 나타낸다.²⁾

4. 해석모델 개발

Fig. 3은 Fig. 2에 나타난 비례압력제어밸브의 해석 모델로, 상용소프트웨어인 simulationX를 사용하여 모델링 한 것을 나타낸다. 이 모델에서 왼쪽은 스톱, 오른쪽은 포핏을 나타낸다.

Fig. 4에는 해석모델의 논리적인 타당성을 검토한 결과를 나타낸 것으로, 해석조건은 차량에서 사용되고 있는 것과 같이 공급유량 12 L/min, 시스템 압력을 100 bar로 설정하였고, 솔레노이드 전류를 0 ~ 1.4 A로 증가시켰다.²⁾ (a)는 솔레노이드 실험결과를 나타내고, (b)는 해석모델에 전류량에 따른 밸브

Fig. 3 Model of the proportional pressure control valve

Fig. 4 Results of proportional pressure control valve

Fig. 5 Dynamic characteristic of proportional pressure control valve

의 히스테리시스(hysteresis)를 반영한 것을 나타내며, (c)는 전류량에 따른 제어부의 압력을 나타낸다.

Fig. 5는 솔레노이드 신호를 스텝(step)으로 입력

했을 때 밸브의 동적특성을 나타낸다. 공급압력은 실제 차량에서 사용되고 있는 100 bar를 기준으로 설정하고 제어 압력은 최대 압력의 50%로 전류량을

조절하여 해석했다. (a)는 스푼과 포핏의 변위, (b)는 공급, 제어 그리고 리턴 부의 압력을 나타낸다. 실선은 공급압력, 점선은 제어부의 압력 그리고 일점쇄선은 귀환되는 라인의 압력을 나타낸다. 현가장치 내부압력을 정착시간(settling time) 2% 기준으로 측정한 결과, 정착 시간은 376 ms, 오버슈트는 72.08% 그리고 귀환라인의 서지압력은 8.12 bar이다.

5. 설계 변수 민감도 분석

비례압력제어밸브는 내부에 5개의 오리피스, 스푼의 챔버 및 포핏의 각도 그리고 스푼의 오버랩량 등 다양한 설계 변수가 있다. 해석 모델의 튜닝 단계 이전에 각각의 설계변수가 오버슈트, 정착시간 그리고 서지압력 중 어떤 특성에 민감한지 정량적으로 파악하고, 가중치를 선택하여 접근하는 것이 제품개발에 필요한 시간과 비용을 절감할 수 있는 방법이다.

Fig. 6은 비례압력제어밸브 내부 오리피스의 영향을 분석한 결과로 실선은 피드백, 이점쇄선은 공급, 일점쇄선은 파일럿, 점선은 리턴 오리피스를 나타낸다. (a)는 오버슈트, (b)는 정착시간 그리고 (c)는 서지압력에 대한 변수 특성을 나타낸다.

피드백 오리피스가 스푼 밸브의 댐핑 계수의 크기를 결정하기 때문에 오버슈트 및 정착시간에 가장 민감한 변수이며, 서지압력에는 거의 영향이 없는 것을 알 수 있다. 또한, 서지압력은 공급압력부에 설치되어있는 오리피스와 리턴 오리피스에 영향이 크다는 것을 알 수 있다.

6. 최적화 설계

6.1 최적화 설계 목적

비례 압력제어 밸브는 2차 시스템으로 성능을 평가할 수 있으며, 순간적인 상황에서 제어성능을 평가하기 위해 솔레노이드의 전류를 스텝으로 입력했다.

액추에이터의 내부에 압력오버슈트가 크게 나타나면 운전자에게 충격이 전달될 수 있으며, 정착시간이 길어지면 차량의 자세제어에 더 많은 시간이 필요하기 때문에 안정성과 편안한 승차감에 직접적인 문제가 발생할 수 있다. 또한, 서지압력이 증가하면 진동과 소음 발생의 원인이 될 수 있으며, 캐비테

(a) Overshoot of the control part

(b) Settling time of the spool

(c) Surge pressure of the return

Fig. 6 Characteristics of the design parameter

이션 발생 시 내구성에 치명적인 영향을 미치게 된다. 이러한 문제점을 예측하고 개선하기 위해 오버슈트, 정착시간 그리고 서지 압력을 최소화 할 수 있는 변수들로 비례압력제어밸브를 최적화 설계 하는데 목적을 두었다.

6.2 최적화 및 결과 분석

Fig. 7에 최적화 설계 과정을 나타낸 것으로 #1부

Parameter	Feedback orifice	Supply orifice	Pilot orifice	Return orifice	Over lap	Feedback spring	Spool angle s	Spool angle r	Poppet angle	Over shoot	settling time	Surge pressure
Unit	mm	mm	mm	mm	mm	N/mm	degree	degree	degree	%	ms	bar
#1	0.410	0.350	0.470	0.540	0.140	4.700	36.000	30.000	26.000	46.410	150.000	33.350
#2	0.500	0.470	0.350	0.860	0.170	2.600	66.000	48.000	32.000	34.780	108.000	13.430
#3	0.440	0.230	0.500	0.700	0.110	4.100	60.000	36.000	44.000	44.090	117.000	12.180
#4	0.380	0.200	0.410	0.660	0.095	2.300	78.000	84.000	29.000	49.400	201.000	8.808
#5	0.200	0.440	0.230	0.740	0.080	5.000	90.000	90.000	35.000	97.000	8000.000	15.100
#6	0.320	0.500	0.200	0.620	0.065	3.500	54.000	72.000	38.000	20.990	256.000	32.930
#7	0.260	0.410	0.440	0.500	0.155	2.900	72.000	60.000	50.000	47.570	544.000	46.510
#8	0.350	0.380	0.260	0.900	0.185	3.200	30.000	42.000	23.000	49.980	256.000	5.238
#9	0.290	0.260	0.320	0.820	0.050	4.400	84.000	78.000	20.000	97.000	8000.000	4.095
#10	0.230	0.320	0.380	0.780	0.200	2.000	42.000	54.000	47.000	92.690	548.000	8.514
#11	0.470	0.290	0.290	0.580	0.125	3.800	48.000	66.000	41.000	32.950	124.000	13.650
#12	0.300	0.300	0.300	0.700	0.150	3.920	50.000	43.500	40.000	72.080	376.000	8.119
SAO #1	0.500	0.259	0.331	0.880	0.054	2.663	65.749	48.800	34.103	34.740	92.000	3.213
SAO #2	0.499	0.273	0.332	0.872	0.054	2.662	65.754	48.817	34.111	37.970	90.000	3.668
SAO #3	0.500	0.204	0.205	0.899	0.053	2.664	65.743	48.827	34.127	17.030	150.000	0.957
SAO #4	0.499	0.200	0.392	0.899	0.054	2.691	65.162	48.628	34.219	29.620	93.000	2.923
SAO #5	0.500	0.200	0.200	0.899	0.063	2.698	65.409	49.518	33.548	16.140	156.000	0.885
SAO #6	0.446	0.200	0.200	0.900	0.082	2.760	64.928	50.973	35.444	17.700	182.000	0.882
SAO #7	0.456	0.200	0.201	0.898	0.051	2.606	65.712	60.956	33.678	17.930	168.000	0.889
SAO #8	0.500	0.200	0.200	0.899	0.076	2.947	57.915	44.780	43.422	20.110	197.000	0.892
SAO #9	0.500	0.200	0.200	0.899	0.126	3.024	69.069	89.679	37.659	15.468	90.000	0.893
SAO #10	0.481	0.200	0.200	0.900	0.050	3.026	68.138	88.820	37.661	16.460	141.000	0.885
SAO #11	0.500	0.200	0.200	0.899	0.092	3.023	69.056	89.667	37.643	15.360	173.000	0.886
SAO #12	0.500	0.200	0.200	0.900	0.113	3.019	69.082	89.650	37.612	15.460	195.000	0.886
SAO #13	0.500	0.200	0.200	0.899	0.069	3.011	67.005	87.683	36.316	15.930	152.000	0.885
SAO #14	0.500	0.200	0.200	0.900	0.109	3.023	69.031	89.704	37.729	15.440	197.000	0.886
SAO #15	0.500	0.200	0.200	0.900	0.119	3.024	69.010	89.687	37.594	15.460	191.000	0.886
SAO #16	0.500	0.200	0.200	0.900	0.125	3.024	69.061	89.634	37.723	15.470	190.000	0.886
Converged												

Fig. 7 Results of the design parameter optimization

DV1	DV2	DV3	DV4	DV5	EV6
feedback orifice	supply orifice	pilot orifice	return orifice	spool angle supply	spool angle return
DV7	DV8	DV9			
poppet angle	Overlap	feedback spring

Fig. 8 Sensitivity of the design parameter

터 #12까지는 최적화 설계 이전 단계로 시스템의 특성을 파악하는 메타모델(meta model)을 구성한 것이며, SAO#1부터 #16까지는 오버슈트, 정착시간 그

리고 서지압력이 최저로 수렴할 때까지의 결과를 나타낸다.

Fig. 8은 9개의 변수를 3수준(level)으로 메타모델을 구성하여 랜덤샘플(random sample)기법으로 각각의 변수가 동적특성에 미치는 영향을 분석한 민감도 결과이다. AR1은 오버슈트, AR2는 밸브의 정착시간 그리고 AR3은 서지압력을 나타낸다. 직관적으로 피드백 오리피스스는 오버슈트와 밸브의 정착시간에 가장 민감하게 반응한다는 것을 민감도 분석을 통하여 확인할 수 있었다.

Fig. 9에 기존 설계와 최적화 후의 설계 변수에 대한 것을 비교하여 나타내었다. 스푼 밸브의 댐핑 역할을 하는 피드백 오리피스스와 파울릿 오리피스스는 제한된 범위 내에 가장 큰 값과 가장 작은 값으로 최적화 되었고, 서지 압력에 민감하게 반응하는 리턴 오리피스스는 가장 큰 값으로 최적화 된 것을 확인할 수 있었다.

Unit	Description	Current Value	Optimum Value
mm	Feedback orifice	0.300	0.500
mm	Supply orifice	0.300	0.200
mm	Pilot orifice	0.300	0.200
mm	Return orifice	0.700	0.900
degree	Poppet angle	40.000	37.723
degree	Spool angle(supply)	50.000	69.061
degree	Spool angle(return)	43.500	89.633
mm	Overlap	0.150	0.125
N/mm	Feedback spring	3.920	3.024

Fig. 9 Optimization of the design parameter

(a) Pressure of the control part

(b) Surge pressure of the return line

Fig. 10 Results of the design parameter optimization

Fig. 10은 최적화 전후의 해석 결과를 비교하여 나타낸 그래프로 실선은 최적화 후 그리고 점선은 최적화 전의 밸브성능을 나타낸다. (a)는 제어부의 압력이고, (b)는 귀환부의 서지압력을 나타낸다. 결과적으로 최적화 전 오버슈트는 72.08%에서 15.47%로 56.61% 감소하였으며, 밸브의 정착 시간은 2% 평가기준에서 376 ms에서 190 ms로 186 ms 단축되었다. 또한 서지 압력도 8.119 bar에서 0.886 bar로 급격하게 감소된 것을 알 수 있다.

7. 결 론

본 논문에서는 자동차 차체의 자세제어와 밀접한 관계가 있는 능동현가 시스템의 압력을 제어하는 비례압력제어밸브의 해석모델을 개발하고, 변수 민감도 해석을 통해 설계 변수가 동적 특성에 미치는 민감도 해석을 수행했다. 또한, 상용소프트웨어인 이지디자인(easy design)을 사용하여 최적화 설계를 수행함으로써 오버슈트, 정착시간 그리고 서지압력에 대한 성능을 개선하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 비례압력제어밸브의 해석모델을 개발하여 설계의 타당성 검증 및 시스템 동적거동을 해석적으로 파악했다.
- 2) 해석모델을 통해 각각의 설계 변수가 오버슈트, 정착시간 그리고 서지 압력에 미치는 영향을 분석하여 최적화 설계에 사용될 수 있는 해석모델을 개발했다.
- 3) 상용소프트웨어를 사용하여 시뮬레이션을 수행함으로써 밸브 개발 시 최적화 과정에 필요한 시간 및 비용을 대폭 절감 할 수 있을 것이다.
- 4) 해석모델을 이용하여 차량에 급격한 외부 충격이 발생할 때, 밸브의 오버슈트, 정착시간 그리고 서지압력을 튜닝하여 차량의 안정성을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.
- 5) 설계변수 민감도 해석결과를 기반으로 최적설계를 수행하여 오버슈트가 약 57% 감소하였고, 정착시간도 186 ms 단축했다. 또한, 서지압력을 약 7 bar 감소시킬 수 있었다.
- 6) 최적화 설계를 수행하여 밸브의 정착시간, 오버슈터 그리고 서지압력을 감소시킴으로써 실제 시스템에서는 차량의 안정성, 운전자의 승차감 그리고 밸브의 내구성을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.
- 7) 본 논문에서 얻어진 최적설계 값을 기반으로 제품 제작 시 설계치수 선정에 도움을 줄 수 있을 것이라 판단된다.

향후 다음 사항들에 대한 추가적인 연구가 필요하다 판단된다.

- 1) 비례압력제어밸브의 실험을 통해 해석결과와 비교하여 해석모델의 신뢰성 확보가 필요하다.
- 2) 가진 시험을 통해 주파수 영역에서 대역폭과 위

상을 분석하여 시스템의 주파수 응답에 대한 분석이 필요하다.

References

- 1) Y. G. Jung, I. Y. Lee and Y. H. Yoon, "Dynamic Behavior Analysis of a Hydraulic Actuator for Vehicle Active Suspension System," KSPSE Autumn Conference, pp.193-198, 1998.
- 2) Y. H. Yoon, J. S. Jang and M. J. Choi, "A Study on the Analysis and Development of Proportional Pressure Control Valve for Vehicle Active Suspension System via Hydraulics Actuator," Transactions of KSAE, Vol.8, No.6, pp.111-121, 2000.
- 3) C. T. LEE and J. K. LEE, "A Study on the Influence of Design Parameters on the Automotive Shock Absorber Performance," Journal of KSTLE, Vol.20, No.6, pp.167-177, 2003.
- 4) Y. H. Yoon and M. J. Choi, "A Study on the Characteristics of Damping Force in a Hydraulic Actuator for Vehicle Active Suspension System," Transactions of KSAE, Vol.10, No.2, pp.150-158, 2002.
- 5) J. S. Jang and Y. H. Yoon, "A Study on the Design Parameter Optimization of Proportional Pressure Control Valve for Vehicle Active Suspension System," Journal of KSME, Vol.9, No.22, pp.1664-1674, 1998.