

수학적 모델에 의한 유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 용량 선정에 관한 연구

이재구*, 함영복*, 김도태**, 김성동***

A Study on Capacity Selection of Accumulator by Mathematical Model in Hydraulic Regenerative Brake System

Jae Gu Lee*, Young Bog Ham*, Do Tae Kim**, Sung Dong Kim***

Abstract

An accumulator in hydraulic systems stores kinetic energy during braking action, and then that controls hasty surge pressure. This study suggests a method to select the capacity of accumulator to control surge pressure to a desired degree. The selection method is based upon a trial and error approach and computer simulation. A mathematical dynamic model of the system was derived and the parameters in the model were identified from experimental data. A series of computer simulation were done for the brake action.

The results of the simulation work were compared with those of experiments. These results of the computer simulation and experiments show that the proposed method can be applied effectively to control the surge pressure of the hydraulic regenerative brake systems.

Key Words : Accumulator(축압기), Kinetic energy(운동에너지), Surge pressure(충격압), Trial and error approach(시행 오차적 접근), Brake action(제동 동작)

1. 서론

축압기는 유압회로의 주요 기기중 하나로 압축성이 극히 작은 유압유에 대하여 압축성이 큰 기체(공기, 질소가스) 등을 사용하여 에너지를 일시적으로 축적하거나 충격을 완화시킴으로써 유압유의 비압축 특성을 보완해 주는 유압 기기이며, 오늘날 대다수의 유압장치에 있어서 축압

기가 사용되어지고 있다.

축압기를 사용한 시스템에서 福島直人⁽¹⁾은 유압 액티브 서스펜스에 의한 차량의 진동제어에 관한 연구, 武田⁽²⁾는 축압식 제동 에너지 재생버스, 고승환⁽³⁾은 유압 브레이크의 모델링 및 피스톤과 치즐간의 탄성충돌을 고려한 해석, 진봉용⁽⁴⁾은 유로저항과 압력 균형관을 갖춘 유량조절 축압기 모델링 및 계통적용 평가, 이영규⁽⁵⁾는 유압 브레이

* 금오공과대학교 생산기계공학과 대학원 (jaegu97@hanmail.net)
** 경일대학교 기계공학부
*** 금오공과대학교 생산기계공학과

커의 해석용 Tool 개발 및 성능 분석에 관한 연구, 김도태⁶⁾는 유압용 역설 피스톤 펌프의 유량 맥동 계측에 관한 연구와 유압관로의 동특성을 이용한 비정상 유량 계측법에 관한 연구를 행하였다. 이러한 연구에서 축압기의 용량 선정은 대체로 전형적인 축압기의 계산식을 이용하였거나 축압기 용량 및 초기 질소가스 충전압의 크기가 시스템에 미치는 영향을 분석, 비교하여 결정하였다.

각종 유압 시스템 내에서 축압기의 기능과 성능을 최고로 발휘시키기 위해서는 먼저 적합한 호칭용량(nominal capacity)을 결정해야 된다. 국내의 축압기 전문 제조업체⁶⁾와 독일의 Bosch(주)⁹⁾는 용량 산정을 각 적용 시스템의 압력을 기준으로 계산식에 의해서 구하였다. 또한 현장 실무자들은 액츄에이터의 소요 토출유량을 기초로 하여 경험치로 산정하고 있다. 최근에는 컴퓨터 전용 계산 프로그램을 사용하는 경우와 이제까지 유압 재생 브레이크 시스템¹⁰⁾에서 필수적으로 사용되어지는 축압기의 용량선정에 구동부의 마찰과 누설을 고려한 연구는 없었다.

따라서 본 논문은 유압 재생 브레이크 시스템에서 급제동시 발생하는 충격압을 제어함과 동시에 에너지 축적용도로 사용할 때 시스템의 최고 및 최저 사용압력의 설정값과 구동부의 마찰과 누설유량이 고려된 수학적인 모델로부터 컴퓨터 시뮬레이션에 근거한 시행오차적인 방법으로 적합한 축압기 용량을 선정하는 방법을 제시하고자 한다.

본 연구에서는 시스템의 동적 거동을 수학적으로 모델링 하였으며 이러한 모델링을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 연구를 수행하였다. 또한, 실험장치를 구성하여 실험적인 연구도 수행되었다.

2. 시스템의 구성 및 작동원리

유압 재생 브레이크 시스템에서의 유압 회로는 Fig. 1과 같이 유압모터의 구동부, 급제동시 운동에너지를 저장시키는 축압기, 유체의 운동방향을 전환시켜 주는 방향제어 밸브, 그리고 4개의 체크밸브 등으로 구성된다.

Fig. 1에서 유압모터가 한쪽 방향으로 회전운동을 하고 있는 상태에서 방향제어밸브를 중립위치로 변환하면 제동 동작이 시작된다. 제동이 시작되면 유압펌프에서 공급되는 유체는 단절되지만 유압모터는 부하질량의 관성 때문에 회전을 계속하려고 하는데 이 순간에 있어서는 펌프인 것처럼 동작한다. 펌프작용에 의하여 배출된 유체는 ①이나 ④의 체크밸브를 지나 축압기로 유입된다. 이 때 축

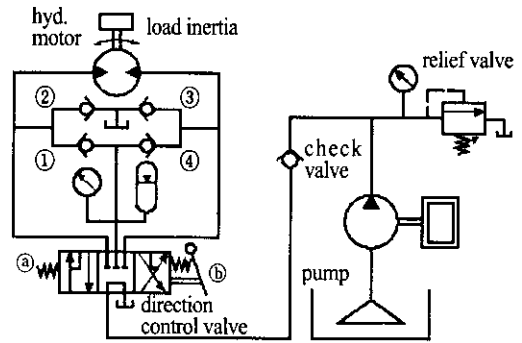


Fig. 1 Configuration of the hydraulic brake system

압기에 유체가 축적되면서 압력이 급상승하며 압력은 배압(back pressure)의 형태로 작용하여 브레이크 작용이 발생하고 유압모터가 정지된다. 따라서 유압모터 관성체의 운동에너지가 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적되어 진다. 축적된 내부에너지는 방향 제어밸브를 다시 ②위치나 ⑥위치로 변환하여 유압모터를 재가동 할 경우에 축압기 배출포트를 통하여 유압모터에 공급되어지며, 유압펌프로부터 공급되는 에너지에 합해져서 공급에너지를 배가하게 된다. 이 때에 유압펌프를 구동하는 엔진을 가속시키지 않더라도 유압모터와 부하관성체의 빠른 가속을 얻을 수 있으며 엔진을 가속하지 않은 것 만큼의 연료절감을 도모할 수 있다. Fig. 1의 릴리프 밸브는 시스템의 안전을 위한 목적으로 설치된 것이며 ②와 ③의 체크밸브는 제동동작 중에 유압모터의 또 다른 한쪽은 압력이 급격히 떨어지는데, 이러한 진공상태(cavitation)로 변화하는 것을 방지하기 위하여 설치된 것이다.

3. 시스템의 수학적 모델링

Fig. 2에서 보는 바와 같이 본 연구에서 고려되는 시스템의 수학적 모델링은 급제동시 유압모터의 운동에너지를 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적되는 경우이다. 유압 브레이크 시스템에서 축압기의 거동을 기술하기 위해서는 배관용적에 대한 유체흐름의 연속방정식, 유압 구동부에 대한 운동방정식, 축압기 블래더의 기체에 대한 상태변화식 등을 적용하였다. 실제 대상 시스템에 대한 정확한 수학적 모델링을 수행하는 것은 거의 불가능하므로, 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정으로서 단순화하였다.

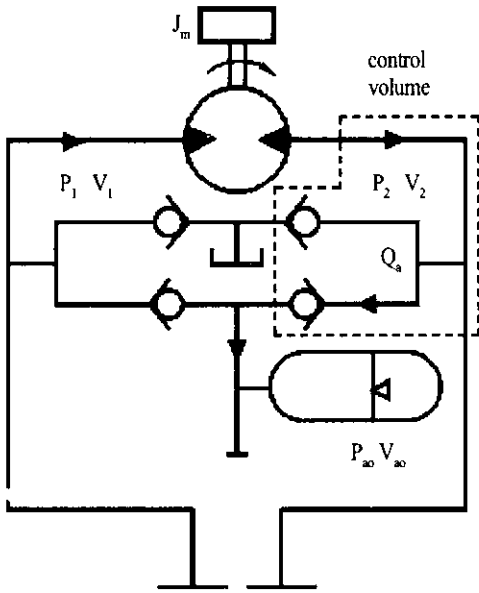


Fig. 2 Modeling diagram of brake action

- i) 온도에 따른 점성의 변화는 무시한다.
- ii) 축압기내의 가스변화는 단열 가역과정이다.
- iii) 체크밸브와 방향제어 밸브, 릴리프 밸브 등의 동적 거동 모델은 무시한다.

3.1 유량의 연속방정식

Fig. 2와 같은 검사체적에 대하여 유량의 연속방정식은 체크밸브의 개폐여부에 따라서 2가지의 경우로 나누어 생각할 수 있으며 그 첫 번째의 경우는 급제동시 유압모터 출구측 배관의 압력이 축압기 내부의 압력보다 적어서 체크밸브가 닫혀지는 경우로 다음 식과 같다.

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 = -D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (1)$$

여기서, C_{im} 은 유압모터의 내부 누설계수, C_{em} 은 외부 누설계수, D_m 은 유압 모터의 배체용적, θ_m 은 유압모터 회전변위, V_2 는 유압모터 출구측 관로에서 축압기 입구측 관로까지의 체적, β 는 유체의 체적 탄성계수, P_1 과 P_2 는 공급압력 및 귀환압력을 나타낸다.

두 번째의 경우는 체크밸브가 열려지는 경우로 열림 상

태의 그 열림 면적이 충분히 크게 형성된 것으로 생각할 수 있어서 오리피스 기능을 고려할 필요가 없으며, 관로체적 V_2 의 부분과 축압기 부분은 하나의 검사체적으로 간주할 수 있다. 이 경우에 유압관로의 탄성과 유압유의 탄성은 축압기 내의 압축성 가스의 탄성보다 훨씬 크며, 가스의 탄성이 전체 검사체적의 탄성을 지배하게 된다.

이러한 사항들을 고려하였을 때 축압기 내부압력이 귀환압력 P_2 보다 적어서 체크밸브가 열리는 경우에는 다음 식과 같다.

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_a = -D_m \frac{d\theta_m}{dt} \quad (2)$$

여기서, Q_a 는 급제동시 유압모터 출구 라인측에서 축압기로 흐르는 유량이며 축압기 내부가스의 체적 변화율을 의미하기도 한다. 축압기 가스의 체적변화에 대한 압력변화를 표현하는 모델식은 3.3절의 식(4)~(7)과 같이 주어진다.

3.2 유압모터 구동부의 운동방정식

유압모터 급제동시 구동부에서의 누설유량과 마찰력은 에너지 손실을 초래하므로 이러한 것들을 고려한 운동방정식은 다음 식과 같다.

$$D_m(P_1 - P_2) - \text{sign}(\theta_m)C_f D_m(P_1 + P_2) - \text{sign}(\theta_m)T_c = J_m \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + T_f \quad (3)$$

여기서, C_f 는 고체마찰계수, T_c 는 시일링 마찰계수, J_m 은 유압모터와 부하의 관성모멘트, B_m 은 점성감쇠계수, T_f 은 유압모터에 작용하는 부하 토크를 나타낸다.

3.3 축압기 기체의 상태변화식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 일반적으로 축압기의 용량계산은 단열변화와 등온변화로 취급하는데 토출량의 축압과 방출완료 시간인 cycle time 1분을 기준으로 1분 이내이면 단열변화, 1분 이상이면 등온변화로 계산⁽⁶⁾하므로, 본 연구에서는 축압기 내의 질소 가스의 압축·팽창 과정이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열과정으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충전형

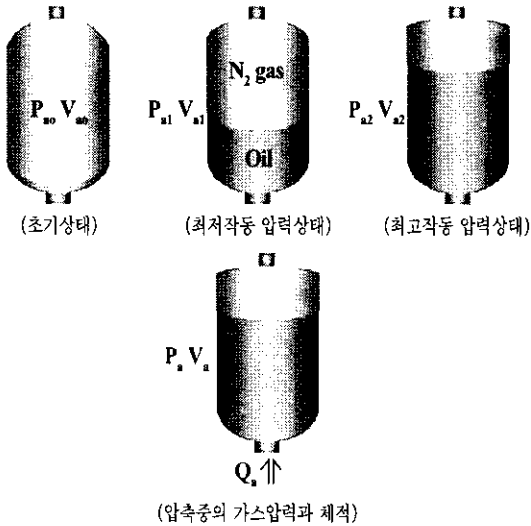


Fig. 3 Working state of accumulator

축압기인 블래더형 축압기내의 가스의 압력과 체적과의 상태방정식은 다음 식과 같다.

$$P_a V_a^k = \text{constant}$$

$$P_{ao} V_{ao}^k = P_{a1} V_{a1}^k = P_{a2} V_{a2}^k \quad (4)$$

여기서 P_a 와 V_a 는 압축중의 축압기내 가스의 압력과 체적을 나타내며, 첨자 $ao, a1, a2$ 는 Fig. 3에서 보여주는 바와 같이 각각 초기상태, 최저작동 압력상태와 최고작동 압력상태를 의미한다. 지수 k (polytropic exponent)는 가스의 정적비열과 정압비열의 비이다.

Fig. 3은 축압기의 작동상태를 보여 주는데 축압기에 유입되는 유체의 시간당 흐름을 Q_a 라하면 축압기 내부 가스질과 유체유입에 대한 연속방정식은 다음 식과 같다.

$$V_a = V_{ao} - \int Q_a dt \quad (5)$$

이 때의 축압기의 압력변화는 식(4)에서 양변을 시간에 대해 미분하면 다음의 식을 얻는다.

$$\frac{dP_a}{dt} = -k \left(\frac{P_a}{V_a} \right) \frac{dV_a}{dt} \quad (6)$$

축압기의 가스체적 변화율은 식(5)에서 유입되는 유량에 역비례하므로 식(6)은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dP_a}{dt} = k \left(\frac{P_a}{V_a} \right) Q_a \quad (7)$$

축압기 초기 가스 봉입압력은 시스템의 최저사용 작동 압력보다 낮거나 같아야 하므로, 보통 다음 식(8)을 만족하는 값으로 선정된다.⁽⁶⁾

$$P_{ao} = P_{a1} \times (80 \sim 90\%) \quad (8)$$

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험

앞에서 설명된 유압 재생 브레이크 시스템의 수학적 모델은 급제동시 적합한 축압기의 초기 용량과 질소가스압을 시행오차적 방법으로 결정하는 것에 이용될 수 있다. 여기서, 시행오차적 방법이란 시스템의 최저 작동압력과 최고 설정압력에 가까운 충격압을 컴퓨터 시뮬레이션으로 다양한 축압기 용량을 가지고 수행한 후 그 결과의 선도로부터 설계자가 원하는 값 범위에서 축압기의 용량을 선정할 수 있는 방법을 말한다.

시뮬레이션에 사용된 매개변수들의 값은 시뮬레이션 결과를 실험적으로 확인하기 위하여 구성되어진 실험장치의 실제값으로 결정하였는데, 실제 실험장치에서 측정되어진 내부 누설값은 0.02, 외부 누설값은 0.24, 고체 마찰계수는 0.2이고 시일(seal) 마찰계수는 아주 미소하기 때문에 0.01로 하였다. 부품의 기하학적 형상에 의해서 결정되는 값들은 기계를 분해, 측정하거나 설계도면으로부터 구하였고, 측정에 의하여 결정할 수 없는 나머지 매개변수들은 선행된 연구⁽¹¹⁻¹³⁾와 문헌⁽¹⁴⁾을 통하여 결정하였으며 시뮬레이션에 사용된 매개변수들은 Table 1과 같다.

실험은 급제동시 유압모터와 축압기 관로 사이에서의 충격 상승압과 속도변화의 제동성능을 비교하였으며 실험장치는 Fig. 1과 같은 구성을 가지는 실험 장치를 Fig. 4의 모습으로 구성하였는데, 펌프의 구동은 엔진 대신에 전기모터를 사용하였고, 전기모터에 연결된 인버터(inverter)의 교류전원 주파수를 조절함으로써 펌프속도를 제어하였으며 시스템의 제동성능은 제동시 유압모터의 속도와 제동압력의 변화하는 모습으로부터 조사되었다.

유압모터의 회전속도는 모터축 측에 장착된 엔코더에서

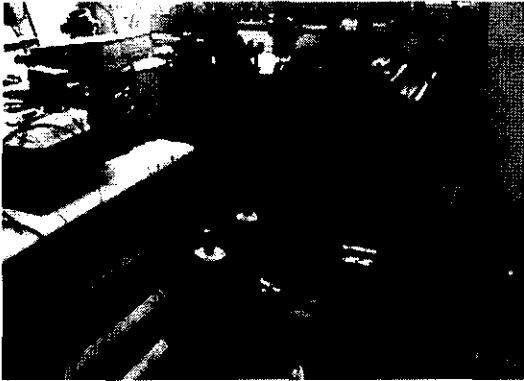


Fig. 4 Experimental set-up

Table 1 Parameters of the system used in computer simulation

Parameter	Symbol	Value	Dimension
Hydraulic motor	D_m	3.36	cm^3/rad
	C_m	0.02	$\text{cm}^3/\text{s}/\text{bar}$
	C_{em}	0.24	$\text{cm}^3/\text{s}/\text{bar}$
	T_c	0.01	dimensionless
	T_f	0.35	$\text{kg}_f \cdot \text{cm}$
	C_f	0.20	dimensionless
	B_m	0.25	$\text{kg}_f \cdot \text{cm} \cdot \text{s}/\text{rad}$
Moment of inertia	J_m	0.40	$\text{kg}_f \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}$
Bulk modulus	β	9,800	bar
Polytropic exponent	k	1.4	dimensionless
Volume of the flow line	V_1, V_2	156	cm^3
Accumulator	V_{ao}	1, 2.5, 4	liter [l]

Table 2 Specification of experimental apparatus

Equipment		Specification
Electric power unit	Electric motor	1760 [rpm] 5.5 [kW]
	Inverter	60 [Hz] 1200 [rpm]
Hydraulic system	Hydraulic pump	35 [cm ³ /rev]
	Hydraulic motor	21.1 [cm ³ /rev]
	Relief valve	350 [bar]
Sensor	Rotary encoder	30 [pulse/rev]
	F/V converter	10V [DC] at 0~1.5 [kHz]
	Pressure transducer	200 [bar] 1.5 [mV/V]

측정된 주파수를 주파수/전압 변환기(F/V 컨버터)를 이용하여 검출하였다.

축압기 입구측 관로에서의 압력측정은 계측시 실험장치의 진동이나 잡음(noise)에 의해 계측값이 산만해짐에 따라 스트레인 앰프의 증폭기능과 저역통과 필터(차단주파수 10Hz)의 기능을 사용하여 측정하였다. 실험장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 2와 같다.

5. 결과 및 고찰

본 연구에서 제안한 적합한 축압기 용량을 선정하는 방법의 타당성을 검증하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션과 실험에 의한 결과를 비교하였다.

Fig. 5, 6, 7은 관성모멘트 $0.4\text{kg}_f \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}$, 축압기의 초기 가스봉입압을 40bar로 설정한 후에 유압모터 출력 회전속도 ($\dot{\theta}_m$)를 일정하게 유지한 상태에서 제동하기 전의 유압모터 출력 회전속도를 달리한 3가지 경우를 보여주며, 시뮬레이션 결과의 선도에서 0이하의 회전속도는 0rpm으로 간주하였다.

Fig. 5는 축압기 초기 가스용량 4 l 일 때의 결과선도이다. $\dot{\theta}_{m1}$ 이 400rpm인 경우 유압모터 급제동시 제동정지

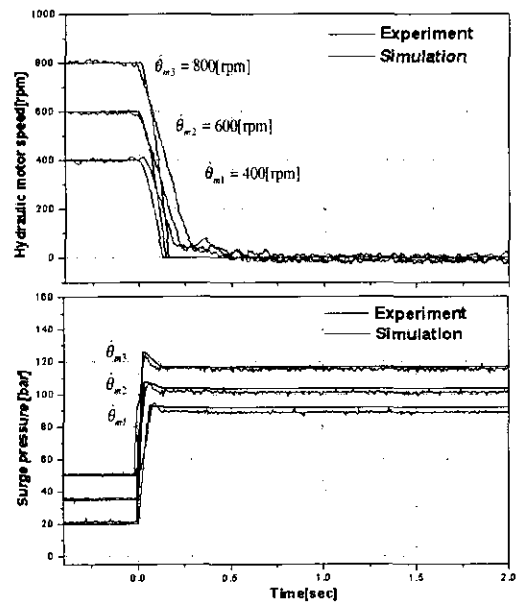


Fig. 5 Comparison of pressure variation and reducing speed of hydraulic motor when braking action ($V_{ao} = 4 [l]$, $P_{ao} = 40 [\text{bar}]$)

에 걸리는 시간은 시뮬레이션 결과 0.15sec, 실험결과는 0.5sec로 0.35sec 정도의 차이는 실제 구동부에서의 마찰력에 기인한다.

압력선도에서 유압모터의 회전속도가 빠를수록 제동 충격압은 급상승하며 초기 압력값이 다른 것은 Fig. 1의 회로에서 시스템 구동시 유압펌프로부터 공급되는 유압 에너지의 일부가 ①의 체크밸브를 통과한 축압기 입구측 관로에서의 압력값을 나타낸다. 또한 체크밸브의 크래킹 압력을 무시한다면 관로압력 P_l 과 축압기 압력 P_a 는 동일한 것으로 간주할 수 있다.

Fig. 6은 축압기 용량 2.5 l 일 때 각각의 변화선도를 나타내며 제동정지에 걸리는 시간은 Fig. 5의 결과와 유사한 값을 보이고 있다. 압력선도에서 $\dot{\theta}_{m3}$ 가 800rpm인 경우 충격압은 120bar로 Fig. 5와는 5bar 정도의 차이를 나타낸다.

Fig. 7은 축압기 용량 1 l 인 경우로 제동정지에 걸리는 시간은 Fig. 5 및 Fig. 6의 결과와 유사한 값을 가진다. 따라서 유압모터 회전속도가 빠를수록 부하 관성체의 운동 에너지는 커지게 되므로 그만큼 충격압은 상승하지만 제동정지에 걸리는 시간에는 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 압력선도에서 $\dot{\theta}_{m2}$ 가 600rpm인 경우 충격압은 120bar로

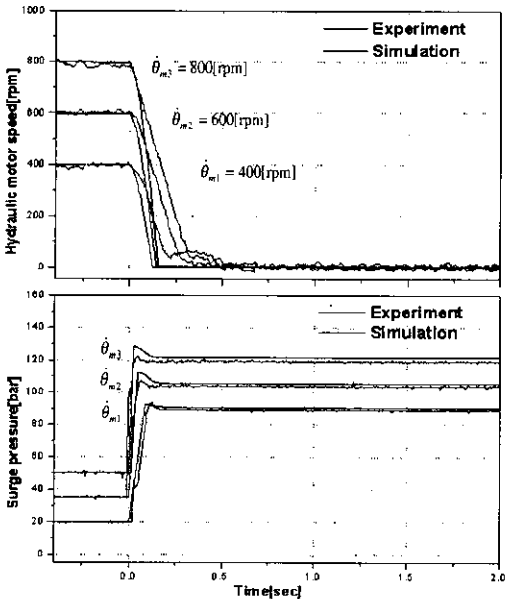


Fig. 6 Comparison of pressure variation and reducing speed of hydraulic motor when braking action ($V_{ao} = 2.5[l]$, $P_{ao} = 40[bar]$)

Fig. 5 및 Fig. 6의 압력선도와 비교해 볼 때 각각 20bar, 15bar 정도의 차이를 나타내므로 축압기 가스의 용량이 작을수록 충격압은 역비례함을 알 수 있다.

따라서 주어진 축압기 초기 봉입압 40bar에서 시스템 사용 최저 작동압 40bar, 최대 작동압은 120bar로 선정할 경우 그 때의 유압모터 회전속도는 600rpm, 축압기 용량은 1 l 가 된다.

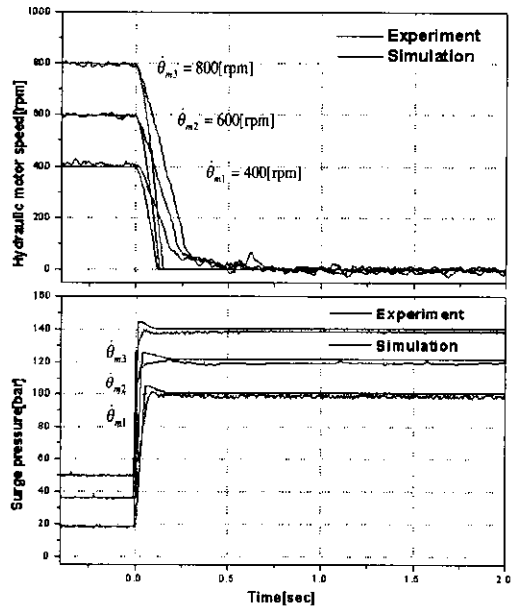


Fig. 7 Comparison of pressure variation and reducing speed of hydraulic motor when braking action ($V_{ao} = 1[l]$, $P_{ao} = 40[bar]$)

Fig. 8은 유압모터 회전속도 600rpm, 축압기 용량 1 l, 가스 봉입압 40bar인 경우 급제동시 관성모멘트값 변화에 대한 결과 선도이다. 관성모멘트 값이 클수록 충격압은 비례하는데, 이는 관성부하의 운동 에너지가 축압기 내부 에너지로 흡수, 저장되어지므로 축압기의 용량선정에 직접적으로 연관됨을 알 수 있으며 관성모멘트 값을 달리한 3가지의 경우를 보이고 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 Fig. 7에 대한 실험 결과로서 축압기 용량크기와 초기 봉입압 크기를 달리한 3가지의 경우로 비교하였다. 축압기 초기봉입압 40bar에서 최대 작동압을 120bar로 결정할 경우, 그 때의 축압기 용량은 각각 1 l 를 나타내고 있다. 따라서 설계자가 시행 오차적 방법으로

원하는 값의 범위에서 적합한 축압기 용량을 선정할 수 있다.

Fig. 11은 Fig. 2의 회로에서 유압모터 회전속도 600rpm인 경우로 급제동시 축압기 입구측 관로에서의

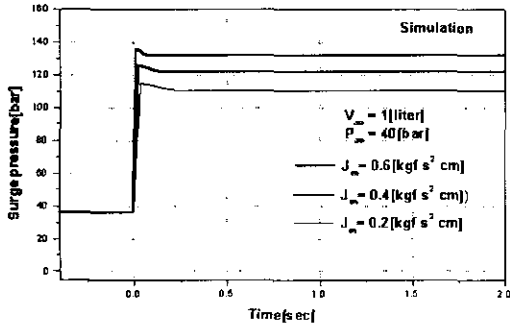


Fig. 8 Surge pressure according to variation of inertia moment of hydraulic motor ($\dot{\theta}_m = 600[rpm]$)

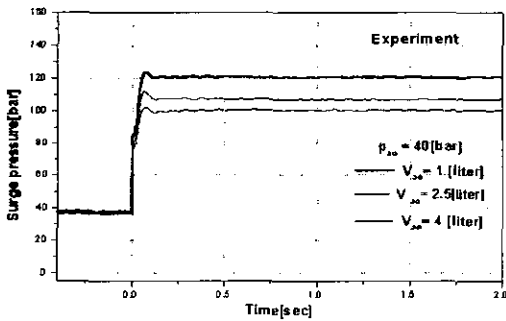


Fig. 9 Surge pressure according to variation of initial volume of gas in the accumulator when braking action ($\dot{\theta}_m = 600[rpm]$)

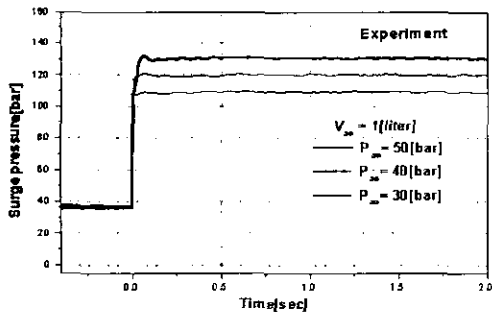


Fig. 10 Surge pressure according to variation of initial pressure of gas in the accumulator when braking action ($\dot{\theta}_m = 600[rpm]$)

압력과 유압모터 출구측 관로에서의 압력변화를 비교한 선도이다.

축압기 입구측 관로에서의 압력선도는 120bar의 크기로 축압기에 축적된 후의 상태를 보이고 있으며 유압모터 출구측 관로에서의 압력선도는 시간경과에 따라 압력이 감소하는 상태를 보이고 있다.

Fig. 12는 축압기 용량 4 l, 가스 봉입압 40bar, 유압모터 회전속도 600rpm에서 급제동시 구동부의 마찰과 누

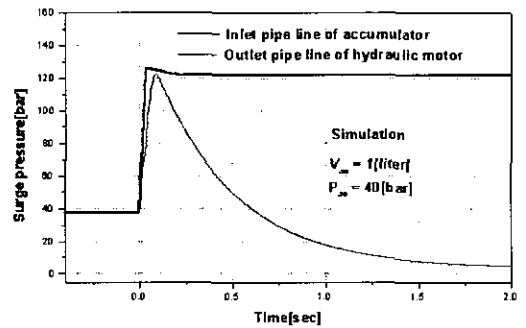


Fig. 11 Comparison between accumulator and outlet of hydraulic motor in pipe line when braking action ($\dot{\theta}_m = 600[rpm]$)

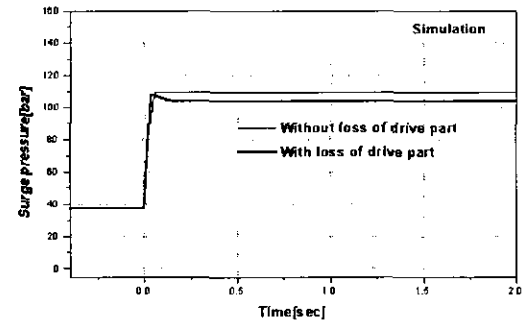
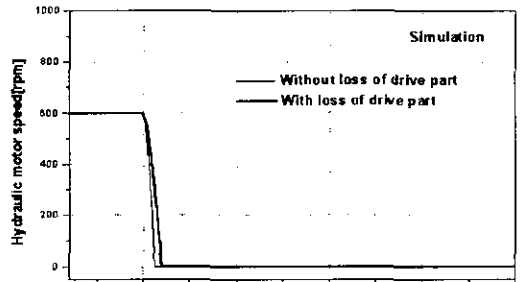


Fig. 12 Comparison of the loss of drive part when braking action($\dot{\theta}_m = 600[rpm]$, $V_{ao} = 4[l]$)

설손실 유무에 대한 시뮬레이션 결과이다.

제동정지에 걸리는 시간은 0.04sec의 차이를 나타내며, 압력선도에서의 압력차는 5bar 정도로 마찰과 누설손실을 고려한 경우가 그 만큼 충격압의 상승정도가 보다 작음을 알 수 있다.

따라서 Fig. 8, 9, 10은 Fig. 7과 비교해 볼 때 유압모터 회전속도 600rpm에서의 시스템 요구 사용압력에 따른 시뮬레이션의 조건과 실험 조건이 거의 일치됨을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 3절에서 설명된 수학적 모델이 유압 재생 브레이크 시스템에서 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 시행 오차적 방법으로 축압기를 선정하는데 유용하다고 생각할 수 있으며 Table 1과 Table 2의 매개변수 값들이 실험장치와 거의 일치함을 알 수 있다. 또한 이러한 모델과 매개변수들을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션과 실험결과를 비교함으로써 Fig. 5와 Fig. 6의 결과 또한 신뢰할 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 유압 재생 브레이크 시스템에서 축압기의 초기용량을 구동부의 마찰과 누설을 고려한 컴퓨터 시뮬레이션의 시행 오차적 방법을 통하여 적합한 축압기 용량을 선정할 수 있는 방법을 제시하였다.

연구 결과, 유압모터 급제동시 충격압을 흡수함과 동시에 에너지 재생의 목적으로서는 주어진 압력조건에서 축압기의 용량을 여러 관점에서 비교할 수 있고, 유압구동부의 회전속도와 관성모멘트값의 크기가 축압기의 용량선정에 큰 영향을 미친다는 것을 알게 되었으며 구동부의 마찰과 누설손실을 고려한 경우가 충격압의 상승정도가 보다 작음을 알 수 있었다. 또한 시스템의 최저 작동 압력과 최고 설정 압력에 가까운 충격압 등을 설계자가 원하는 대로 결정하여 선정할 수 있다는 많은 장점을 가진다고 볼 수 있다.

따라서 본 연구에서 제시한 모델링 및 시뮬레이션 방법들과 매개변수 값들이 가장 적합한 축압기 용량을 선정하는데 유용하게 적용될 수 있으리라고 생각된다.

참고문헌

- (1) 福島直人, "油壓アクティブサスペンションによる車輛の振動制御", 日本機械學會論文集, 57卷, 535, pp.722~726, 1991.
- (2) 武田, 青木, "蓄壓式制動 エネルギー-回生バス", Mitsubishi, 自動車テクニカルビュー, No.4, 1992.
- (3) 고승환, "유압 브레이크의 모델링 및 피스톤과 치즐 간의 탄성충돌을 고려한 해석", 대한기계학회논문집, 제19권, 제2호, pp.338~347, 1995.
- (4) 진봉용, "유로 저항과 압력 균형을 갖춘 유량 조절 축압기 모델링 및 계통 적용 평가", 서울대학교 석사학위 논문, 1997.
- (5) 이영규, "유압 브레이크의 해석용 TOOL 개발 및 성능 분석", 한국정밀공학회지, 제17권, 제14호, pp.189~196, 2000.
- (6) 김도태, 이상기, "유압용 액셀 피스톤 펌프의 유량 맥동 계측에 관한 연구", 한국공작기계학회 논문집, 제8권, 2호, pp.35~43, 1999.
- (7) 김도태, 홍성태, "유압관로의 동특성을 이용한 비정상 유량 계측법에 관한 연구", 한국공작기계학회 추계 학술 대회 논문집, pp.411~416, 1999.
- (8) Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, Manual Accumulator, 1999.
- (9) Hydraulics Theorie and Application, Bosch Co, Manual Accumulator, pp.509~511, 1992.
- (10) Buchwald et ai, "Improvement of City Bus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion system", SAE Paper 790305.
- (11) 이우호, 조형성, "하이드로 포밍공정의 동특성 해석 및 시뮬레이션", 한국정밀공학회논문집, 제16권, 제11호, pp.122~132, 1999.
- (12) 윤소남, "카운터 밸런스 밸브를 내장한 유압모터 브레이크 시스템의 동특성", 부산수산대학교 석사학위논문, pp.22~27, 1992.
- (13) 이운태, 김진한, 김수태, "퍼워 스티어링용베인 펌프 유량 제어부 설계에 관한 연구", 한국공작기계학회 논문집, 제9권, 제5호, pp.87~95, 2000.
- (14) Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control systems", John Wiley, pp.14~75, 1967.