

대형 자동차 하이브리드 유압 구동시스템의 회로구성과 특성해석에 관한 연구

이재구^{*} · 이재천 · 한문식

계명대학교 기계 · 자동차공학부

A Study on the Circuit Composition and Characteristics Analysis for Heavy-Duty Vehicular Hybrid Hydraulic Driving System

Jaegu Lee^{*} · Jaecheon Lee · Moonsik Han

Faculty of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

(Received 4 November 2003 / Accepted 5 January 2004)

Abstract : An accumulator in hydraulic systems stores kinetic energy during braking action, and then that controls hasty surge pressure. An energy recovery system using accumulator seems to be advantageous for ERBS due to its high energy density. This study suggests a method to decide suitable accumulator volume for ERBS. The method is based upon energy conservation between kinetic energy of moving inertia and elastic energy of accumulator. The energy conversion was analyzed and a simple formula was derived. Also accumulator tests were conducted for different load mass and motor speed. A series of test work were carried out in the laboratory and the dynamic characteristics of the hydraulic motor system, such as the surge pressure and response time, were investigated in both brake action and acceleration action and these results show that the proposed design is effective for decision accumulator volume in ERBS.

Key words : ERBS(Energy Regenerative Brake System), Kinetic energy(운동에너지), Elastic energy(탄성에너지), Motor speed(모터속도), Surge pressure(충격압), Accumulator(축압기), Test work(시험 작업)

1. 서 론

오늘날 대다수의 유압장치에 있어서 축압기는 유압 회로의 주요 기기중 하나로 압축성이 극히 작은 유압유에 대하여 압축성이 큰 기체(질소가스)등을 사용하여 에너지를 일시적으로 축적하거나 충격을 완화시킴으로써 기름의 비압축 특성을 보완해 주는 유압기기이다. 이러한 축압기의 응용분야로써 차량류의 에너지 재생 브레이크 장치를 생각할 수 있으며 여기에 관련된 연구가 다수 진행되었다. 기계식

구동방법과 유압식 구동방법이 혼용되어지는 하이브리드 구동 시스템^[1-3] (이하 혼성 차량 시스템이라 칭함)에 사용되는 축압기는 빠른 응답성을 요구하기 때문에 블래더형 축압기를 사용하여 연구가 진행되었다. Buchwald는 플라이휠과 유압 압축기를 혼용한 시스템^[4-5] Evans는 제동시 운동에너지를 회수하고 가속시에 재이용하여 배출가스와 연료 소비량을 저감시키는 회생 시스템^[6] 등에서 유압 축압기에 유압 에너지를 축적시켜 재생하는 시스템은 연구되어져 왔으나 축압기의 특성 및 용량을 선정하는 연구는 없었다. 따라서 축압기의 기능과 성능을 최고로 발휘시키기 위해서는 먼저 적합한 축압기

^{*}To whom correspondence should be addressed.
leejg@kmu.ac.kr

용량을 결정해야 된다. 일반적인 유압시스템 분야에서 국내 축압기 전문 제조업체와 독일의 Bosch⁷⁾는 용량산정을 각 적용 시스템의 압력을 기준으로 한 계산식과 최근에는 프로그램을 이용하여 축압기 용량을 결정하는 소프트웨어를 개발하여 이용되어지고 있다. 본 연구는 에너지 재생 브레이크 시스템⁵⁾으로 구성된 혼성 차량 시스템으로부터 급제동시 발생하는 충격압을 제어함과 동시에 구동부 관성체의 운동에너지를 축압기 내부 탄성에너지로 축적되어지는 과정을 실험에 의한 방법으로 수행하였으며, 연구내용은 브레이크 조작의 효율성을 고려한 회로구성 방법에 관한 연구와 제동 과정에서 충격 압력의 상승과 제동감속도의 상관관계에 관한 연구, 가속성능의 향상에 관한 연구 등이다. 최근 각종 환경규제와 연비기준이 강화됨에 따라 자동차업계는 연비가 높고, 공해를 최소화 할 수 있는 차세대 자동차⁸⁾를 개발하기 위해 다각도로 노력하고 있다.

2. 시스템의 구성 및 작동 원리

유압 재생 브레이크 시스템은 굴삭기와 같은 건설 장비용 차량류와 승객 수송용 혼성 차량류에 적용될 수 있으며 본 연구는 재생 브레이크의 적용 예로써 Fig. 1과 같이 혼성 차량 시스템을 고려하였다. 그림에서 보는 바와 같이 엔진구동과 유압축압기에 의한 유압모터 구동방식으로 구분되며 운전상태에 따라 유리한 구동방식으로 운전되는 혼성시스템이다. 새로운 에너지 재생 혼성 차량 시스템의 유압회로는 Fig. 2와 같은 구조로 구성하였으며 동력원과 단속을 행하는 엔진부, 최고압을 제한하는 릴리프밸브, 정회전과 역회전을 행하는 5포트 3위치 변환밸브, 유압 공급원을 차단하는 브레이크 제어 페달밸브, 가속을 행하는 가속 제어 페달밸브, 구동부의 운동에너지를 저장시키는 축압기, 그리고 4개의 체크밸브 등으로 구성되었다.

Fig. 2에서 5포트 3위치 변환밸브가 중립 위치에

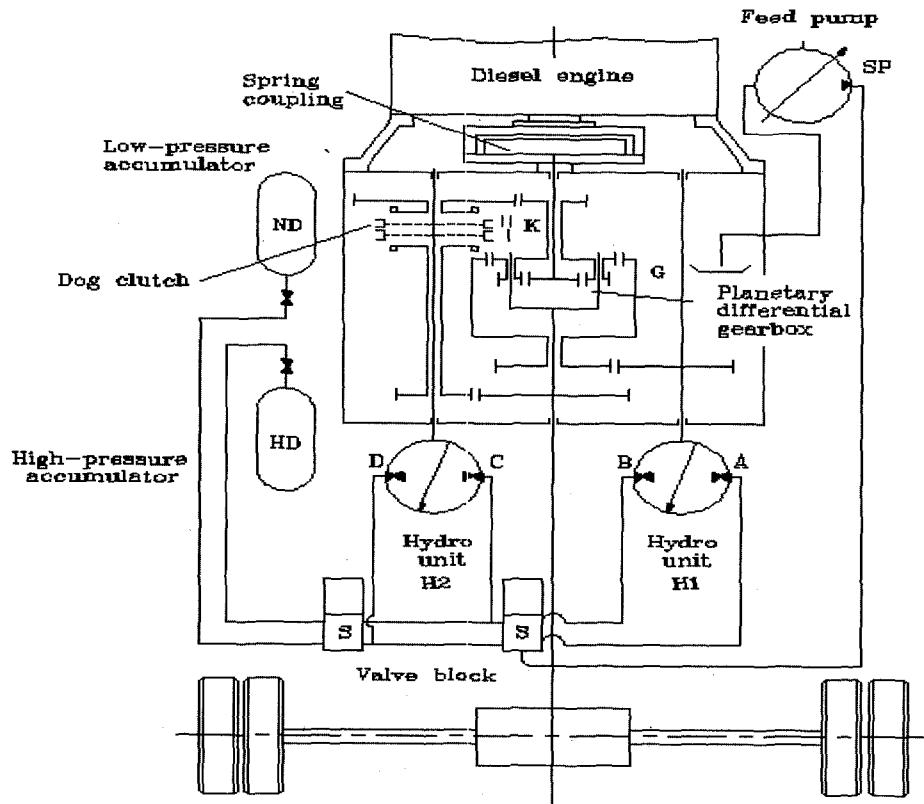


Fig. 1 Improvement of city bus fuel economy using a hydraulic hybrid propulsion system

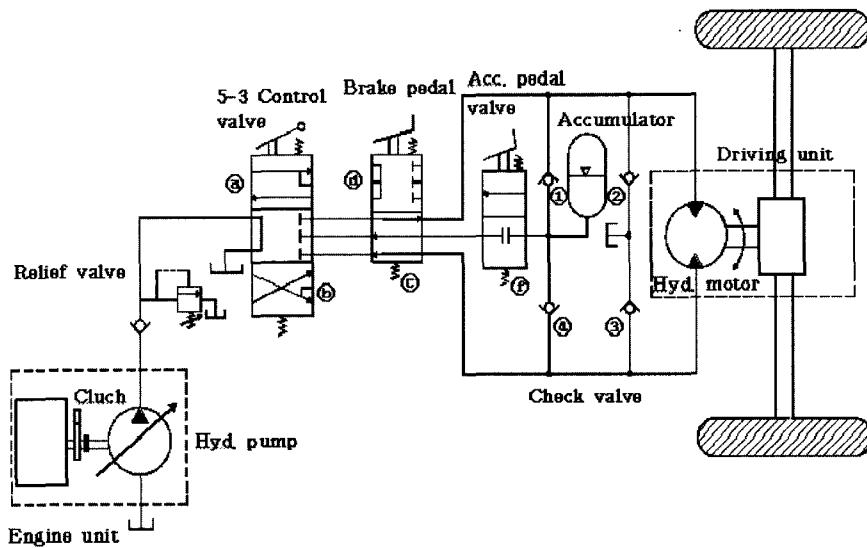


Fig. 2 Hybrid hydraulic drive system for circuit diagram of energy regenerative brake

서 ④위치로, 주행 상태의 운전 중에 필요하면 브레이크 제어 밸브의 위치를 ⑤위치로부터 ④위치로 변환하여 브레이크 동작을 인가한다. 브레이크 동작이 시작되면 유압 펌프로부터 공급되는 유체는 단절되지만 구동부의 유압모터는 회전을 계속하려고 한다. 이 때 유압모터는 펌프 작용을 하게 되며 유압 모터로부터 압출되는 유체는 체크밸브를 지나 축압기로 유입된다. 이 때 축압기에 유체가 축적되면서 압력이 급상승하며 압력은 배압(back pressure)의 형태로 작용하여 브레이크 작용이 발생하고 축압기 초기 가스 압력 설정값에 의해 유압모터는 감속 정지된다. 따라서 유압모터 구동부 관성체의 운동에너지가 축압기 질소가스의 내부 에너지로 축적되며 축적된 내부 에너지는 필요시 1 방향 전환 밸브에 의해 탱크로 귀환된다. ①과 ④의 체크밸브는 제동 동작 중에 유압모터의 또 다른 한쪽은 압력이 급격히 낮아져 캐비테이션이 일어나는 것을 방지하기 위한 것이다.

3. 시스템의 이론해석

Fig. 2와 같은 재생 시스템의 유압 회로도 대신에 유압 구동부와 축압기간의 운동에너지 관계만을 본 연구에서 수행하려고 하는 부분이기 때문에 Fig. 3과 같은 새로운 모델의 유압 회로도로 변경하여 단

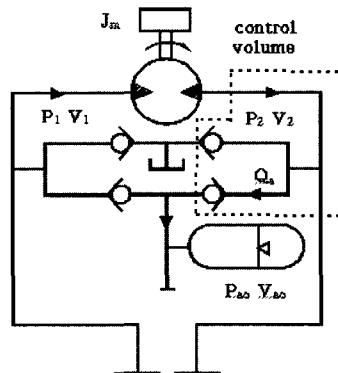


Fig. 3 Modeling diagram of energy regenerative brake system when braking acts

순화시켰다. Fig. 3과 같이 본 연구에서 고려되는 시스템의 수학적 모델링⁹⁻¹²⁾은 급제동시 유압 구동부의 운동에너지가 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적되는 경우이다. 재생 시스템에서 축압기의 거동을 기술하기 위해서는 배관용적에 대한 유체흐름의 연속방정식, 유압 구동부에 대한 운동방정식, 축압기 블래더의 기체에 대한 상태변화식과 에너지방정식¹³⁻¹⁴⁾ 등을 적용하였다. 실제 대상 시스템에 대한 정확한 수학적 모델링을 수행하는 것은 거의 불가능하므로 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정으로서 단순화하였다.

- 1) 온도에 따른 점성의 변화는 무시한다.

- 2) 구동부의 누설 및 마찰손실은 무시한다.
- 3) 축압기내의 가스변화는 단열가역과정이다.
- 4) 체크밸브와 변환밸브 등의 동적 거동 모델은 무시한다.

3.1 고압관로

차량에 탑재한 유압시스템에 있어서 그 관로는 짧은 것으로 간주하고 고압라인을 집중정수계로 취급했다. Fig. 3에서 점선으로 보여주는 검사체에 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 닫혀 지는 경우로 다음 식과 같다.

$$D_m \cdot \omega = -\frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (1)$$

여기서, D_m 과 ω 은 유압모터의 배제용적과 회전 각속도, V_2 는 유압모터 출구측 관로용적, β 는 유체의 체적 탄성계수, P_2 는 유압모터의 출구측 압력을 나타낸다. 두 번째의 경우는 체크밸브가 열려지는 경우로 열림 상태의 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, 축압기 가스의 탄성이 전체 검사체적의 탄성을 지배하게 된다. 이러한 사항들을 고려하였을 때 축압기 내부압력이 귀환압력 P_2 보다 적아서 체크밸브가 열리는 경우에는 다음 식과 같다.

$$Q_a = D_m \cdot \omega \quad (2)$$

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

3.2 유압모터 구동부의 운동방정식

유압모터 급제동시 유압모터 구동부에서의 운동

방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$D_m(P_1 - P_2) = J_m \cdot \frac{d\omega}{dt} + B_m \cdot \omega \quad (3)$$

여기서, J_m 은 유압모터와 부하의 관성모멘트, B_m 은 점성 감쇠계수를 나타낸다.

3.3 축압기 기체의 상태변화식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 본 연구에서는 축압기 내의 질소가스의 압축·팽창 과정이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열 과정으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충진형 축압기인 블래더형 축압기내 가스의 압력과 체적과의 상태 방정식은 다음 식과 같다.

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

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

여기서 P_a 와 V_a 는 압축 중의 축압기내 가스의 압력과 체적을 나타내며, 첨자 a_1, a_2 는 최저압력 및 최고압력의 작동상태를 각각 의미한다. 지수 k (polytropic exponent)는 가스의 정적 비열과 정압비열의 비이다.

축압기 내부 가스실과 유체 유입에 대한 연속 방정식은 다음 식과 같다.

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

이때 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

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

4. 실험적인 연구

실험은 급제동시 유압모터와 축압기 관로 사이에서의 충격 상승압과 속도변화의 제동성능, 릴리프 밸브의 유무관계 및 축압기 특성을 비교하

였다. 실험장치는 Fig. 2와 같은 구성을 가지는 실험장치를 Fig. 4의 모습으로 구성하였으며 전기모터에 연결된 인버터(inverter)의 교류 전원 주파수를 조절함으로써 펌프속도를 제어하였고 시스템의 제동성능은 제동시 유압 모터의 속도와 제동 압력의 변화하는 모습으로부터 조사되었다. 유압 모터의 회전속도는 모터축 측에 장착된 엔코더에서 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(차단 주파수 10Hz)의 기능을 사용하여 측정하였다. 실험장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 1과 같다. 실험은 먼저 릴리프 밸브 유무관계와 축압기에 저장된 에너지가 영인 상태에서 순수하게 축압기에 저장된 에너지를 공급되었을 경우, 그 경우에 대한 재생 효율을 고찰하고 유압 브레이크 시스템에서 제동하는 순간에 유압모터 출구측의 압력상승과 감속도 변화의 제동성능을 조사하였다.

Fig. 4는 제작된 실험장치의 모습이다. 실험장치에서 유압모터의 속도가 서로 다른 조건에서의 실험을 수행하였는데, 유압모터의 속도는 펌프구동용 전기모터에 연결된 인버터의 주파수를 조절함으로써 이루어졌다. 유압모터의 회전속도는 속도 측정 장치인 회전형 엔코더에서 측정된 주파수를 주파수/전압 변환기(F/V convertor)를 이용하여 전압으로

Table 1 Specification of experimental apparatus

Equipment		Specification
Electric power unit	Electric motor	1770 [rpm] 5.5 [kW]
	Inverter	60 [Hz] 1200 [rpm]
Hydraulic system	Hydraulic pump	35 [cm ³ /rev]
	Hydraulic motor	3.75 [cm ³ /rad]
	Relief valve	350 [bar]
Sensor	Rotary encoder	30 [pulse/rev]
	F/V converter	10V [DC] at 0~1.5 [kHz]
	Pressure transducer	250 [bar] 1.5 [mV/V]

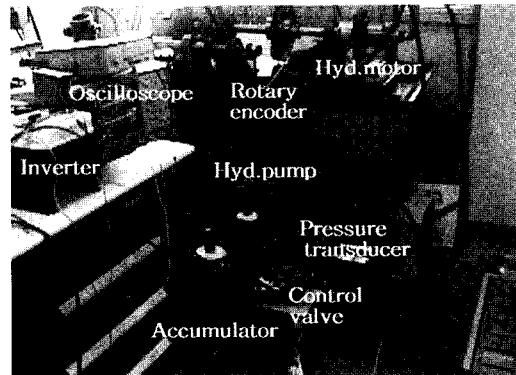
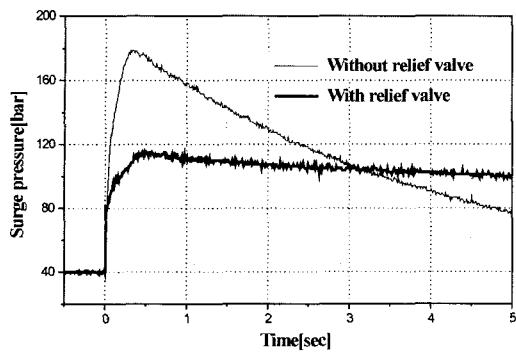


Fig. 4 Experimental setup

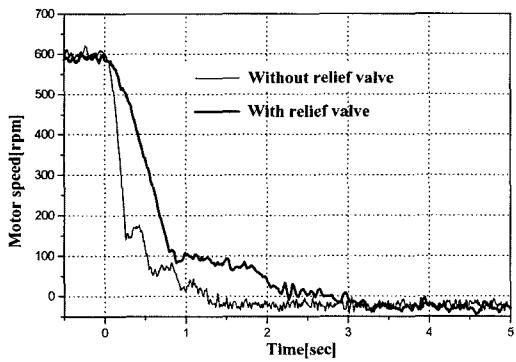
변환시켜 오실로스코프로서 검출하였다. 또한 압력의 측정은 계측시 실험장치의 진동이나 노이즈(noise)에 의해 계측값이 산만해짐에 따라 스트레인 앰프의 증폭기능과 필터기능을 사용하여 측정하였다. 실험의 결과로부터 얻어진 유압 재생 시스템의 제동성능과 감속도 성능 등은 Fig. 2와 같은 구성을 가지는 특성들을 알 수 있으며, 또한 연구목적을 위하여 브레이크 회로에 릴리프 밸브 장착이 없는 경우와도 비교되었다. 릴리프 밸브 장치가 없는 시스템의 성능은 에너지 재생 브레이크 실험장치로 부터 축압기를 제거한 상태에서 실험적인 방법으로 조사되었다.

5. 결과 및 고찰

Fig. 5(a)는 급제동한 경우에 나타나는 압력선도로서 가는 실선은 유압 브레이크 회로에서 릴리프 밸브 장치가 없는 경우이고 굵은 실선은 릴리프 밸브가 장착된 경우에서의 실험결과를 비교한 것이다. 상승압력의 차이는 60bar 정도로 충격에 의한 배관 및 유압부품의 파손과 수명단축 등을 생각할 수 있다. 그럼에서 충격압이 발생한 후에 시간이 경과함에 따라서 압력이 떨어지는 현상은 밸브 등의 유압 부품에서의 내부누설에 기인한다. Fig. 5(b)에서 가는 실선은 유압모터의 감속도 선도로서 급감속에 의한 되튕김 현상을 보이는데, 이는 시스템에 진동이나 소음을 유발시킬 수 있다. 반면에 굵은 실선은 비교적 완만한 곡선으로 급제동에 의한 시스템의 불안정 특성을 릴리프밸브를 통하여 어느 정도 억제됨



(a) Pressure of return line



(b) Speed of hydraulic motor

Fig. 5 Experimental results when braking acts

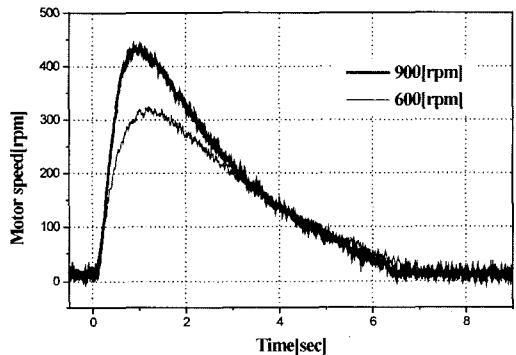


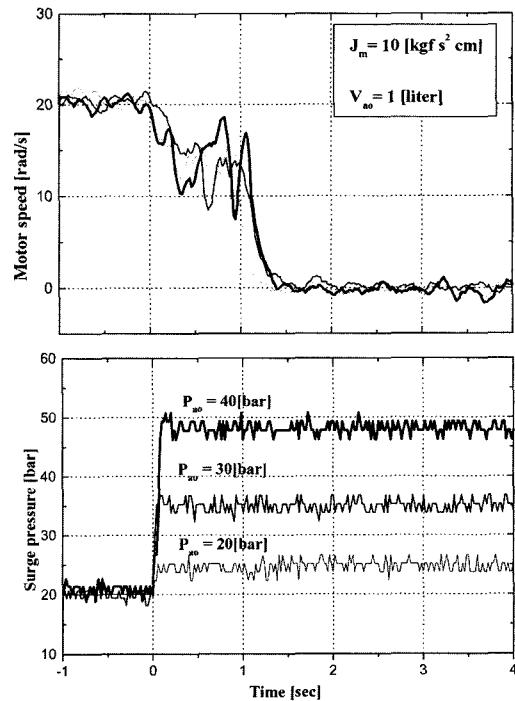
Fig. 6 Comparison of experimental results of accumulator energy according to speed change

을 알 수 있다.

Fig. 6은 축압기 초기용적 2.5ℓ , 가스봉입 압력 50bar일 때 제동시 축압기에 저장된 에너지만을 이용한 실험 결과이며, 유압 펌프로부터 에너지 공급이 없는 상태에서 유압 모터를 가속시킨 경우이다. 그림의 두 가지 선도는 모터속도를 각각 600rpm과

900rpm으로 구동한 상태에서 제동 동작을 수행한 결과이다. 구동체의 운동에너지는 운동속도의 제곱 형태로 표현되므로 처음 제동하는 순간의 운동 에너지에 최고 정점속도에 대한 운동 에너지의 비율을 에너지 재생 효율로 생각한다면 그림의 결과는 약 25% 정도의 재생 효율을 보이고 있는데 축압기 초기 용량에 따라 다를 수도 있다. 75% 정도의 에너지 손실은 마찰손실, 배관의 유동 저항손실 그리고 누설손실 등에 기인하는 것이다. 그러므로 유압모터와 배관, 유압밸브 등을 선정함에 있어서 누설과 마찰이 최소화 될 수 있도록 고려되어야 할 수 있다.

Fig. 7, 8, 9에서 축압기 초기 가스압(P_{ao})은 20~40bar로 하였고. 유압모터 회전속도는 실제 장치에 적용되는 값 20rad/s로 하였으며 각각의 축압기 용량크기를 3가지의 경우로 달리한 실험의 결과이다. 유압모터 속도선도에서 제동정지에 걸리는 시간차는 축압기 용량크기와 초기 가스봉입압 크기에 따라 비례함을 알 수 있었다. Fig. 9의 유압모터 속도

Fig. 7 Comparison of pressure and reducing speed when braking acts($V_{ao} = 1\ell$)

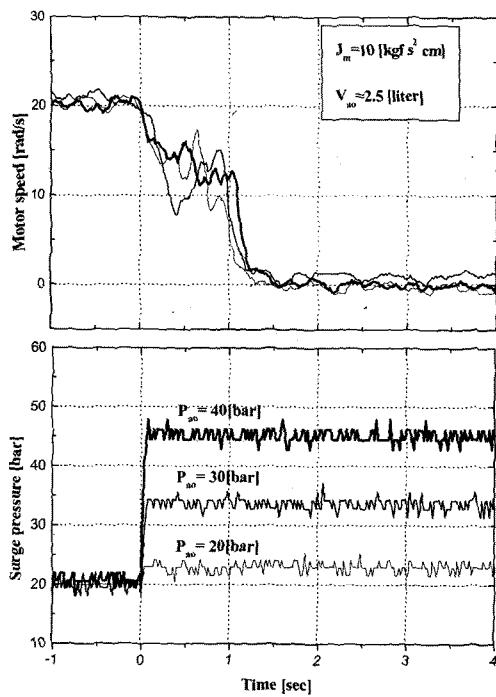


Fig. 8 Comparison of pressure and reducing speed when braking acts ($V_{ao} = 2.5 \ell$)

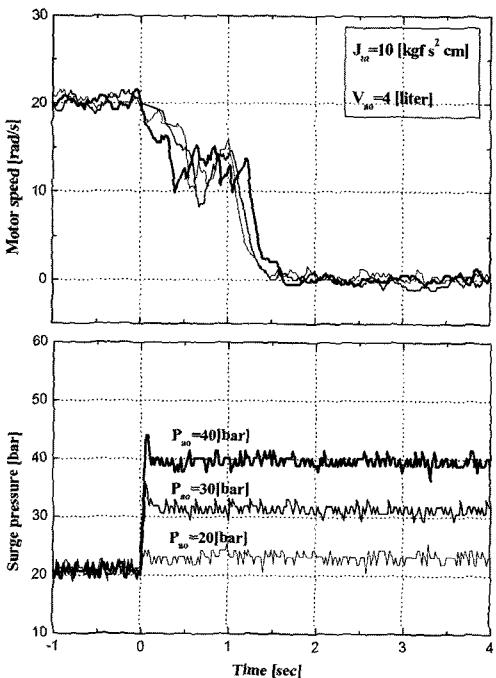


Fig. 9 Comparison of pressure and reducing speed when braking acts ($V_{ao} = 4 \ell$)

선도에서 제동정지 시간은 1.5sec, 압력차는 10bar이 다. 압력선도에서 급제동시 순간 상승압은 축압기 초기가스압 크기에 따라 비례됨을 알 수 있다. Fig. 9에서 시스템 사용 최저 작동압 20bar, 최고 충격상승 압 45bar, 정상 상태압 40bar, 급제동 정지 요구시간 1.5sec인 경우로 결정할 경우, 그 때의 유압모터 회전속도는 20rad/s, 관성모멘트 40kgf s²cm, 축압기 용량은 4ℓ, 초기 가스 봉입압은 40bar가 적합한 것임을 알 수 있다. 또한 초기 축압기 가스 설정압이 급제동시 충격상승압과 거의 비슷한 수치를 보임으로써 최대 충격압을 어느 정도 예측이 가능하다.

6. 결 론

본 연구에서는 유압 재생 브레이크 시스템의 급제동시 유압모터 회전속도와 충격상승압을 제어하기 위해 축압기를 사용하여 이를 해결하고자 Fig. 2와 같이 새로운 유압 모델을 제시하여 구성하였으며, 이 모델로부터 Fig. 4와 같이 유압장치에 의해 실험을 수행하였다.

본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

- 1) 유압모터의 회전속도와 관성 모멘트값의 크기가 적합한 축압기의 용량과 초기 가스압을 결정하는데 큰 영향을 미친다는 것이 확인되었다.
- 2) 유압모터 급제동시 감속도에 의한 제동 정지시간은 축압기 용량과 초기 가스봉입압 크기에 따라 비례함을 알 수 있었다.
- 3) 최적의 축압기를 사용한 재생 브레이크 시스템에서 에너지 절감과 배출가스 감소 등의 효과를 얻을 수 있음을 확인하였다.

References

- 1) Buden, Aoki, "Energy Recovery Bus with an accumulator Type," Mitsubishi, Automotive Technical Co., No.4, 1992.
- 2) Umemoto, "Hybrid Car with an Accumulator," Hydraulic, Pneumatic, Vol.28, No.2, pp.46-51, 1995.
- 3) Regenerative Drive for Sawmill Carriage Uses Fixed-displacement Pumps and Motors with an Accumulator to Store the Hydraulic Energy,

- Courtesy of Tyrone Hydraulic, Inc., Corinth, Manual, 1989.
- 4) HYDRO BUS with Stepless Transmission and Hydraulic Energy Recovery, Federal Republic of Germany, MAN, Inc., 4/1989.
 - 5) P. Buchwald, "Improvement of City Bus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion System," SAE 790305, 1979.
 - 6) P. Evans, A. Karlsson, "The Volvo City Bus," Institution of Mech. Eng. Paper C157/81, 1981.
 - 7) Hydraulics Theorie and Application, Bosch Co., pp.509-511, 1992.
 - 8) J. E. Oh, J. I. Lee, "The Analysis and Optimization for the Braking System in Electric Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.11, No.1, pp.172-178, 2003.
 - 9) A. B. Goodwin, Fluid Power Systems, Macmillan , 1976.
 - 10) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley, pp.14-75, 1967.
 - 11) J. Watton, Fluid Power Systems, Prentice Hall, pp.67-119, 1989.
 - 12) A Libbey-Owens-Ford, Mobile Hydraulics Manual, Vickers Co., pp.147-160, 1979.
 - 13) H. R. Martin, Control of Fluid Power, John Wiley & Sons, pp.357-378. 1980.
 - 14) J. M. Storer, Fluid Power, Howond. Sams & Co., Inc., pp.391-409, 1973.