

유압 구동계 에너지 재생 브레이크의 동특성 해석

이재구*, 함영복*, 김도태**, 김성동***

Dynamic Analysis on the Energy Regenerative Brake of Hydraulic Driven Systems

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

Abstract

The hydraulic energy regenerative brake system is introduced in this work. An accumulator stores kinetic energy during braking action, and the stored energy is used in a following acceleration action. The dynamic model of the brake system is derived for computer simulation study, and the Runge-Kutta numerical integration method is applied to the simulation work. Since the model contains several unknown parameters, these were determined by datas which had been proceeded. Through a series of computer simulation, dynamic performance of the energy regenerative brake system is compared with that of a conventional system in which a conventional brake circuit is used. A series of test is carried out in the laboratory. The dynamic characteristics of the hydraulic motor system, such as the surge pressure and response time, are investigated in both brake action and acceleration action.

Key Words : Accumulator(축압기), Hydraulic energy regenerative brake system(유압 에너지 재생 브레이크 시스템), Kinetic energy(운동에너지), Surge pressure(충격압)

1. 서 론

오늘날 기계산업의 발달과 더불어 환경문제, 에너지 재 활용 문제, 그리고 소음, 공기 오염 등을 줄이려는 연구가 활발히 진행되고 있다. 유압관련 산업분야에서도 이러한 연구는 중요한 의미를 가진다.

일반적인 브레이크 장치는 구동체의 관성질량이 빠른

속도로 운동할 때 가지는 운동에너지를 마찰열의 형태로 소멸시켜서 제동하는데 반하여, 에너지 재생 브레이크의 의미는 운동에너지를 재생이 가능한 전기에너지나 탄성 에너지의 형태로 변환시킴으로써 제동하는 브레이크 장치이다. 이제까지 에너지 재생 브레이크 시스템에 관한 연구는 전기구동 시스템과 자동차 분야 등에서 학술적인 연구와 특허출원이 이루어져 왔으며 스웨덴과 독일, 덴마

* 금오공과대학교 생산기계공학과 대학원
** 경일대학교 기계공학부
*** 금오공과대학교 생산기계공학과

크, 일본 등에서 이 분야에 관한 연구^{11,12}가 이루어지고 있는데, 스웨덴의 Volvo사는 City bus가 제동시 관성체인 Flywheel을 사용하여 회전시켜 운동에너지로 축적하고 가속시에 재 이용하여 배출 가스와 소음을 감소시키고 연료소비량을 저감시키는 회생시스템을 개발하였고, 독일의 MAN사는 유압 축압기를 이용하여 노선 Bus의 제동에너지를 축적하여 차량 발전시에 큰 토크를 얻을 수 있는 시스템을 개발하였다.

주로 시내버스와 자동차의 에너지 재생 브레이크 시스템에 관한 연구와 에너지 효율에 관한 연구가 이루어져 왔으며, 에너지 효율의 관점보다 자동차의 공해 물질 감소 효과에 관점을 두고 이루어진 연구⁶도 존재한다. 전기 모터 구동계의 경우에는 에너지 재생 브레이크 시스템이 이미 실용화되어 있으며 현재에도 재생 브레이크 시스템의 성능 향상을 위한 연구가 이루어지고 있다.⁶ 전기 시스템에서 재생 브레이크가 실용화된 이유는 전기모터가 제동 순간에는 회전체의 관성 운동에너지를 전기 에너지로 변환하는 장치로 이용될 수 있으며, 변환된 에너지를 축전지에 저장할 용이하기 때문이다. 굴삭기, 불도저, 트럭 크레인 등과 같은 건설 중장비의 유압구동계의 경우에는 전기 구동계와 거의 유사한 개념으로 에너지 재생 브레이크를 실현 할 수 있음에도 불구하고 매우 드물게 이 분야의 연구가 이루어져 왔다.¹³ 전기모터가 구조적으로 발전기와 유사하며 제동 순간에는 관성 질량의 운동에너지에 의하여 구동되어지는 발전기로 생각할 수 있듯이, 유압모터도 유압펌프와 동일한 구조를 가지며 별도의 에너지 변환 장치가 없어도 간단하게 운동 관성에너지를 유압 에너지로 변환할 수 있다. 또한, 전기 시스템에서 전기에너지의 저장 장치로서 축전지가 있듯이, 유압 시스템에서도 유압 에너지의 저장 장치로서 축압기(accumulator)가 있기 때문에 변환된 유압 에너지의 저장이 가능하다.

본 연구의 궁극적인 목적은 굴삭기, 불도저, 트럭 크레인 등과 같은 건설 중장비의 경우에도 유압식 에너지 재생 브레이크의 실현이 가능한 지를 조사하는 것이다. 또한 재생 브레이크의 제동 성능과 제동 순간의 충격압의 정도 등과 같은 동적 성능을 확인하고자 한다. 이러한 목적을 위하여 시스템의 제동성능, 제동시의 충격압의 정도, 재생 에너지를 이용한 가속 성능 등의 에너지 재생 브레이크의 동특성을 연구한다.

연구내용은 브레이크 조작의 효율성을 고려한 회로구성 방법에 관한 연구와 제동 과정에서 충격 압력의 상승과 제동감속도의 상관관계에 관한 연구, 엔진의 출력과 브레

이크 동작시에 저장된 에너지를 동시에 사용함으로써 얻을 수 있는 가속성능의 향상에 관한 연구 등이다. 본 연구에서는 유압에너지 재생 브레이크 시스템의 동적 모델들을 수학적으로 모델링 하였으며 또한 이들 식을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션 방법에 의한 연구와 실험장치를 구성하여 실험적인 연구도 수행되었다.

2. 에너지 재생 브레이크 시스템의 구성

유압구동계는 직선운동을 수행하는 유압실린더 구동계와 회전운동을 수행하는 유압모터 구동계로 나뉘어진다. 두 가지 시스템에 에너지 재생 브레이크를 적용함에 있어서 거의 차이가 없기 때문에 본 연구의 범위는 유압모터 구동계로 한정하여 수행하였다. 에너지 재생 브레이크 시스템의 성능과 비교해 보기 위해서는 기존의 유압 브레이크 시스템에 관하여 먼저 살펴보아야 한다.

Fig. 1은 일반적인 기존의 유압 브레이크 회로도로서 유압모터에 연결된 주축이 회전하다가 제동시키면 유압구동체의 운동에너지는 브레이크 회로 조립체에 내장된 릴리프 밸브에서 대부분 일에너지의 형태로 소실되어진다. 다시 가속할 때에는 방향 제어 밸브를 조작하여 열어줌과 동시에 엔진의 가속 페달을 밟아서 충분한 에너지를 엔진으로부터 공급해 주어야 한다. Fig. 1에서 펌프 토출부의 릴리프 밸브는 시스템을 보호하기 위하여 설치된 것으로써 통상의 시스템 작동 압력보다는 훨씬 높게 설정되어 있는데, 가속할 때에 가속페달을 밟아서 연료공급을 충분히 하지 않으면 엔진은 정지하게 된다.

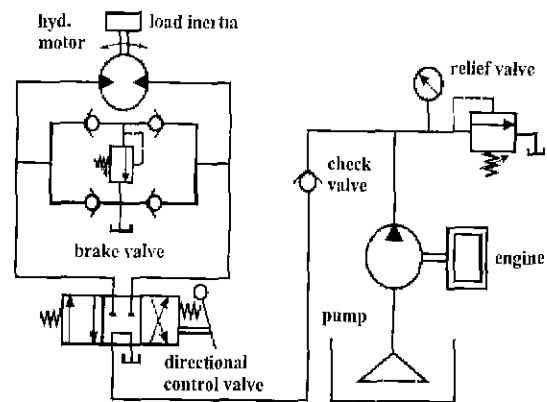


Fig. 1 Schematic diagram of conventional hydraulic brake system

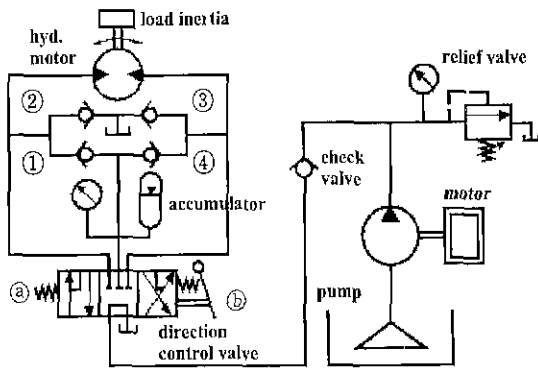


Fig. 2 Configuration of the hydraulic energy regenerative brake system

Fig. 1과 같이 소실되어지는 에너지를 재생할 수 있는 재생 브레이크를 적용한 회로도의 한 형태를 Fig. 2에 나타내었다. 본 연구의 시스템 구성은 건설 중장비 중 굴삭기에서 상부 물체의 선회 운동계와 주행계 등에서 적용될 수 있지만, 본 연구에서는 Fig. 2와 같은 회로도를 Fig. 5와 같이 간이 실험장치를 구성하여 조사하였다.

본 연구에서의 유압에너지 재생 브레이크 시스템이란 기존의 유압 브레이크 회로에서 릴리프밸브 대신에 축압기를 장착한 경우이다.

Fig. 2에서 방향제어밸브를 중립위치에서 ③위치로 변환하여 유압모터를 정회전 시키고, 이어서 ①위치에서 다시 중립위치로 변환하면 유압펌프에서 공급되는 유체는 단절되지만 유압모터는 회전을 계속하려고 한다. 이 때 유압모터는 펌프작용을 하게 되며 모터로부터 압출되는 유체는 체크밸브④를 지나 축압기로 유입된다. 이 때 축압기에 유체가 축적되면서 브레이크 작용이 발생하고 유압모터가 정지된다. 따라서 유압모터 관성체의 운동에너지가 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적된다. 축적된 내부에너지는 방향 제어 밸브를 다시 중립위치에서 ③위치로 변환했을 경우에 축압기 배출포트를 통하여 유압모터에 공급되어지며 유압펌프를 통하여 공급되는 유체의 에너지를 배가시키는 효과를 얻게 된다. 여기서 방향 제어 밸브는 축압기의 배출포트를 가지는 특수한 형태로 고려하였다. 체크밸브②와 ③은 브레이크 동작에서 유압모터의 또다른 한쪽이 진공(cavitation)화 되는 것을 방지하는 목적으로 설치된 것이다. 역회전의 경우에는 방향 제어 밸브를 ⑥위치에서 중립위치로 전환하면 체크밸브①과 축압기가 위와 같은 작용을 하게 된다.

축압기에 저장된 고압의 잔존유체는 유압모터의 제기동시 유압펌프를 통하여 공급되는 유체에 운동에너지를 배가시키는 작용을 하여 유압모터의 가속성을 향상시키거나, 펌프를 구동하는 엔진의 가속페달을 밟지 않고서도 축압기에 저장된 에너지를 이용하여서 모터를 가속함이 가능하므로 연료 절감 효과를 얻을 수도 있다.

3. 시스템의 수학적 모델링

유압에너지 재생브레이크 시스템의 동적 거동을 표현하는 수학적 모델은 Fig. 3과 Fig. 4에서 보는 바와 같이 각 유실을 이어주는 유로들을 검사체적으로 정의하였다. 따라서 정의한 각각의 검사체적으로부터 유압 재생 브레이크 시스템에서의 동특성을 기술하기 위해서는 배관용적에 대한 유체흐름의 연속방정식, 유압구동부에 의한 운동방정식, 축압기의 기체에 대한 상태변화식으로부터 구할 수가 있다. 실제 대상 시스템에 대한 정확한 수학적 모델링을 수행하는 것은 거의 불가능하므로, 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정으로서 간략화 하였다.

- i) 온도에 따른 점성의 변화는 무시한다.
- ii) 축압기내의 가스변화는 단일 가역 과정이다.
- iii) 체크밸브와 방향 제어밸브, 릴리프 밸브의 동적 거동 모델은 무시한다.
- iv) 액추에이터에서의 외란 부하와 쿨롱마찰력은 무시한다.
- v) 시스템의 외부 누설과 배관의 유체흐름에 대한 유동의 마찰저항은 무시한다.

3.1 유량의 연속방정식

유량의 방정식은 질량보전의 법칙을 나타내며 시스템내의 질량변화에 대하여 주어진 시간에 시스템으로 들어오는 질량의 흐름과 나가는 유량의 흐름에 대한 관계이다.

3.1.1 가속동작

Fig. 3에서 가속동작시 검사체적에 대하여 압축성을 고려한 연속방정식은 체크밸브가 닫혀진 경우와 열려진 경우로 나누어서 생각할 수 있다.

축압기 내부압력이 공급압력 P_1 보다 커서 체크밸브가 닫혀진 경우는 다음 식과 같다.

$$Q_p - C_{im}(P_1 - P_2) = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (1)$$

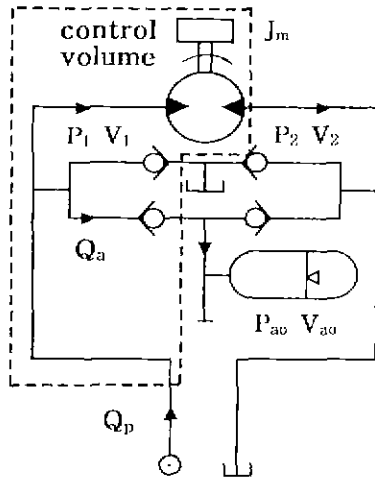


Fig. 3 Modeling diagram of acceleration action

여기서, Q_p 는 유압펌프 토출유량, C_m 은 유압모터 내부 누설계수, D_m 은 유압모터 1라디안 당의 토출용적, θ_m 은 유압모터 회전변위, β 는 유압유의 체적탄성계수, V_1 는 유압모터 입구측 관로용적, P_1 는 공급압력을 나타낸다.

체크밸브가 열린 경우는 열림 상태의 그 열림 면적이 충분히 크게 형성된 것으로 생각할 수 있어서 오리피스 기능을 고려할 필요가 없으며, 관로체적 V_1 의 부분과 축압기 부분은 하나의 검사체적으로 간주할 수 있다. 또한 체크밸브의 크래킹 압력을 무시한다면 관로압력 P_1 과 축압기 압력 P_a 는 동일한 것으로 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 공급압력 P_1 보다 적어서 체크밸브가 열리는 경우에는 다음 식과 같이 주어진다.

$$Q_p - C_m(P_1 - P_2) = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + Q_a \quad (2)$$

여기서, Q_a 는 유압펌프 공급라인측에서 축압기로 흐르는 유량이며 축압기 내부가스의 체적 변화율을 의미하기도 한다. 축압기 가스의 체적변화에 대한 압력변화를 표현하는 모델식은 3.2절의 식(5)~(8)과 같이 주어진다.

3.1.2 감속동작

Fig. 4에서 각각의 검사체적에 대한 연속방정식은 유압

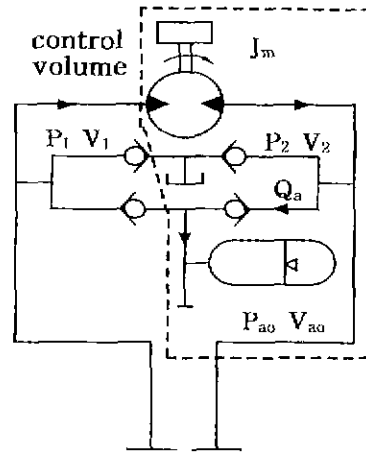


Fig. 4 Modeling diagram of brake action

모터 급제동시 배관의 압력이 축압기 내부 압력보다 작아서 체크밸브가 닫혀진 경우는 다음 식과 같다.

$$C_m(P_1 - P_2) = -D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (3)$$

여기서, V_2 는 유압모터 출구측 관로용적, P_2 는 귀환 압력이다.

배관의 압력이 축압기 내부 압력보다 커서 체크밸브가 열리는 경우는 다음 식과 같다.

$$C_m(P_1 - P_2) - Q_a = -D_m \frac{d\theta_m}{dt} \quad (4)$$

여기서, Q_a 는 유압모터 출구라인측에서 축압기로 흐르는 유량이다. 이 경우에도 식(2)와 마찬가지로 검사체적의 압축성은 식(5)~(8)에서 고려되어진다.

3.2 축압기의 상태방정식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 일반적으로 축압기의 상태변화는 단열변화와 등온변화로 취급하는데 토출량의 축압과 방출완료 시간인 cycle time 1분을 기준으로 1분 이내이면 단열변화, 1분 이상이면 등온변화로 제신⁶⁾하는데 본 연구에서는 축압기내의 질소가스의 압축·팽창이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열 과정으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충전형 축압기인 블래더형의 압력과 체적과의 상태방정식은 다음과 같다.

$$P_a V_a^k = P_{ao} V_{ao}^k = constant \quad (5)$$

여기서 P_{ao} 는 축압기 초기압력, V_{ao} 는 축압기 초기용적, P_a 는 압축 후의 축압기 압력, V_a 는 압축 후의 축압기 체적, k 는 단열지수를 각각 의미한다.

축압기에 유입되는 유체의 시간당 흐름을 Q_a 라 하면 가스실의 유량 및 연속방정식은 다음 식과 같다.

$$V_a = V_{ao} - \int Q_a dt \quad (6)$$

이 때의 축압기 압력변화는 식(5)에서 양변을 시간에 대해 미분하면 다음 식을 얻는다.

$$\frac{dP_a}{dt} = -k \left(\frac{P_{ao}}{V_a} \right) \frac{dV_{ao}}{dt} \quad (7)$$

식(7)에서 축압기 고무부지 초기의 체적은 유입압에 의해 줄어들지만 유입되는 유량은 많아지기 때문에 유량의 함수로 나타내면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dP_a}{dt} = k \left(\frac{P_{ao}}{V_a} \right) Q_a \quad (8)$$

3.3 액츄에이터 및 부하의 운동방정식

유압모터에 대한 운동 방정식에서 쿨롱 마찰력과 외란을 무시한 부하의 운동 방정식을 유도하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$D_m (P_1 - P_2) = J_m \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} \quad (9)$$

여기서 J_m 은 유압모터 및 관성체의 관성모멘트, B_m 은 점성 감쇄계수이다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험

본 컴퓨터 시뮬레이션의 목적은 유압에너지 재생브레이크 시스템 내에서 급제동시에 발생하는 출구측 회로내의 충격압과 축압기의 방출 에너지에 의한 가속 성능을 조사하고 기존 유압 브레이크 회로 시스템의 성능특성과 비교하는 것이다. 수학적 모델에 사용된 매개변수들의 값은 실험 장치에서 기하학적인 형상에 의해서 결정되는 값들은 기계를 분해, 측정하거나 설계 도면으로부터 구하였고, 측

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	0.04	cm ³ /s/kg/rad
	B_m	0.21	kg _f · cm · s/rad
Inertia	J_m	0.41	kg _f · s ² /cm
Bulk modulus	β	10500	kg _f /cm ²
Polytropic index	k	1.4	Dimensionless
Volume of the flow line	V_1, V_2	156	cm ³
Accumulator	Volume (V_{ao})	3.000	cm ³
	Pressure (P_{ao})	50	kg _f /cm ²

정할 수 없는 나머지 매개변수들은 선행된 연구^{10, 11}와 관련문헌^{11, 12}을 통하여 결정하였다. 시뮬레이션에 사용된 시스템 매개변수들은 Table 1에 나타내었다.

본 연구에 사용된 비선형 미분방정식의 수치적분 알고리즘은 4차의 Runge-Kutta Algorithm을 사용하여 유압에너지 재생 브레이크 시스템의 동특성을 해석하였다.

실험은 먼저 유압에너지 재생 브레이크 시스템을 제동하는 순간에 유압모터 출구부분의 압력상승과 감속도 변화의 제동성능을 조사한다. 축압기에 저장된 에너지가 영인 상태에서 순수하게 유압 펌프에서 공급되는 유압 에너지만으로 가속되어지는 초기의 시동 성능과 축압기에 저장된 에너지가 함께 공급되었을 경우의 가속성능 특성을 고찰한다. 또한, 에너지 재생 브레이크 시스템에서 순수 축압기에 저장된 에너지를 방출한 경우를 조사하고, 그 경우에 대한 재생 효율을 고찰한다.

Fig. 5는 제작된 실험장치의 모습이다. 실험 장치에서 유압모터의 속도가 서로 다른 조건에서의 실험을 수행하였는데, 유압모터의 속도는 펌프 구동용 전기모터에 연결된 인버터의 주파수를 조절함으로써 이루어졌다. 유압모터의 회전속도는 속도 측정 장치인 회전형 엔코더에서 측정된 주파수를 주파수/전압 변환기(F/V convertor)를 이용하여 전압으로 변환시켜 오실로스코프로써 검출하였다. 또한 압력의 측정은 계측시 실험장치의 진동이나 노이즈(noise)에 의해 계측값이 산만해짐에 따라 스트레인 앰프의 증폭기능과 필터기능을 사용하여 측정하였다. 실험장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 2에 나타내었다.

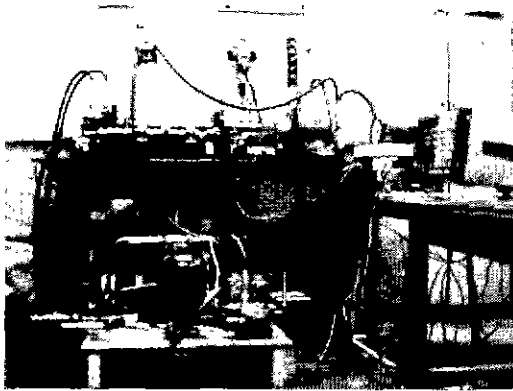


Fig. 5 Experimental set up

Table 2 Specification of experimental apparatus

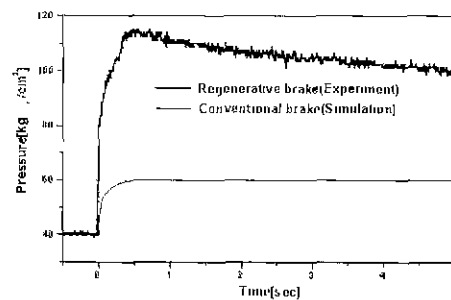
Equipment		Specification
Pump operating device	Electric motor	1760 [rpm] 5.5 [kW]
	Inverter	60 [Hz] 1800 [rpm]
Hydraulic system	Hydraulic pump	35 [cm ³ /rev]
	Hydraulic motor	21.1 [cm ³ /rev]
	Relief valve	350 [kg/cm ²]
	Direction control valve	∅ [10mm] 3-4 way
Sensor	Rotary encoder	30 [pulse/rev]
	F/V converter	10V [DC] at 0~2.5 [kHz]
	Pressure transducer	200 [kg/cm ²] 1.5 [mV/V]

실험과 컴퓨터 시뮬레이션의 결과로부터 얻어진 유압 에너지 재생 브레이크 시스템의 제동성능과 가속성능 등은 Fig. 1과 같은 구성을 가지는 기존의 브레이크 시스템의 성능과 비교되어지고, 또한 연구목적에 위하여 브레이크 회로에 릴리프밸브 장착이 없는 경우와도 비교되었다. 릴리프밸브 장치가 없는 시스템의 성능은 에너지 재생 브레이크 실험 장치로부터 축압기를 제거한 상태에서 실험적인 방법으로 조사되었으며, Fig. 1의 기존의 브레이크 시스템에 관한 성능은 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 이용하였다.

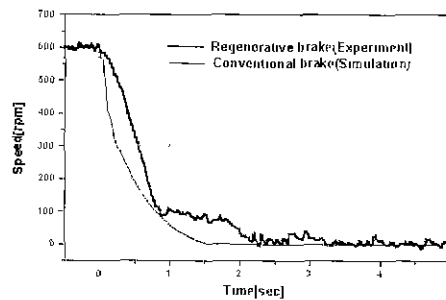
Fig. 1의 기존 시스템에 대한 컴퓨터 시뮬레이션에서 유압펌프 출구의 릴리프 밸브와 브레이크 회로내의 릴리프 밸브의 설정압은 60[kgf/cm²]으로 설정된 것으로 가정하였다 Fig. 2의 에너지 재생 브레이크의 릴리프 밸브는 단순히 안전기능을 위하여 설치된 것이며, 실험에서 릴리프 설정값은 실험시 얻어지는 압력의 영역보다 훨씬 높은 값으로 하였다

5. 결과 및 고찰

Fig. 6은 기존의 유압브레이크 시스템과 에너지 재생 브레이크 시스템의 응답특성에 대한 시뮬레이션 및 실험 결과이다. 앞에서 언급한 바와 같이 연구과정의 편이를 위해서 실험결과와 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 비교한 것인데, Fig. 6의 두 가지 시스템에 대한 구조적인 차이점을 제외한 실험조건과 시뮬레이션 조건을 일치시켰기 때문에 정성적인 분석 및 비교는 가능하다고 볼 수 있다 Fig. 6(a)에서 가는 실선은 Fig. 1의 기존 브레이크 시스템에 관한 시뮬레이션 결과로서 급제동시 충격압이 브레이크 회로



(a) Pressure of return line



(b) Speed of hydraulic motor

Fig. 6 Comparison between conventional hydraulic brake system and energy regenerative brake system when braking action

에 내장된 릴리프 밸브의 설정압에 의해 유지되어지는데, 이는 체크밸브내 관로사이의 압력이 설정압60[kgf/cm²]으로 유지되고 있음을 보여준다.

굵은 실선은 에너지 재생 브레이크 시스템에서의 축압기의 압력을 나타내며, 상승시 일부 유압에너지가 축압기에 저장되어 짐에 따라서 비교적 완만한 곡선을 보이고 있다. 이 때 압력곡선이 줄어드는 현상은 상승압에 의한 유압 부품에서의 내부누설에 기인한다.

Fig. 6(b)에서 모터속도가 정지상태에 이르기까지의 응답시간은 별 차이가 없으나 실제 실험결과로서는 약간의 되튀김(rebound) 현상을 보이고 있다. Fig. 6의 관측으로부터 에너지 재생 브레이크의 구동체 속도의 재동성능은 기존 브레이크 시스템의 경우와 유사하며, 압력상승은 훨씬 크게 되는데 이것은 축압기에 저장된 에너지의 정도를 의미하는 것이다.

Fig. 7(a)에서 가는 실선은 유압 브레이크 회로에서의 릴리프밸브 장치가 없는 시스템인 경우이고 굵은 실선은 축압기가 장착된 에너지 재생 브레이크 시스템과의 실험결과를 비교한 것이다. 가는 실선은 급제동한 경우에 나타나는

압력 곡선으로서 이 때의 상승압력은 180[kgf/cm²]정도이고, 충격에 의한 배관 및 유압부품의 파손과 수명단축 등을 생각할 수 있다. 굵은 실선의 상승압력은 115[kgf/cm²]정도로 릴리프밸브 장치가 없는 경우보다 65[kgf/cm²]정도의 차이를 나타냄으로써 이러한 압력 차이만큼 축압기에 유압 에너지를 저장할 수 있음을 보이고 있다. 그림에서 충격압이 발생한 후에 시간이 경과함에 따라서 압력이 떨어지는 현상은 밸브 등의 유압 부품에서의 내부누설에 기인한다.

Fig. 7(b)에서 가는 실선은 유압모터의 속도 선도로써 급감속에 의한 되튀김 현상을 보이는데, 이는 시스템에 진동이나 소음을 유발시킬 수 있다. 반면에 굵은 실선은 비교적 완만한 곡선으로 급제동에 의한 시스템의 불안정 특성을 억제할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 7의 관측에서 얻을 수 있는 결론들보다 더욱 중요한 것은 에너지 재생 브레이크 시스템의 축압기의 용량과 초기 봉입 압력을 선택함에 따라서 제동 성능을 조절할 수 있다는 사실이다. 시스템의 구성시점에서 적절한 설계가 이루어지면 충격압의 상승정도와 제동 감속도 등의 정도 등을 설계자가 원하는 대로 결정할 수 있는 장점을 가질 수 있다.

Fig. 8은 축압기에 축적된 에너지를 활용하지 않았을 때의 가속성능에 대한 실험 및 시뮬레이션의 결과이다. 에너지 재생 브레이크 시스템의 초기 시동시의 실험 값과 초기 시뮬레이션 매개변수 값으로서 모터의 입구압력 P_1 , 출구압력 P_2 , 초기속도 θ'_0 를 모두 명으로 하였다. 실험 장치에서의 누설현상으로 인하여 시뮬레이션 결과와 비교해 보면 응답특성이 다소 차이가 있으나 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 3절에서 설명된 수학적 모델이 에너지 재생 브레이크 시스템을 효과적으로 표현한다고 생각할 수 있으며, Table 1과 Table 2의 매개변수 값들이 실험장치와 일치함을 알 수 있다. 또한, 이와 같이 정확한 모델과 매개변수들을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션 결과로서 Fig. 7의 결과도 신뢰할 수 있다.

Fig. 9는 가속시 기존 브레이크 시스템의 컴퓨터 시뮬레이션 결과이다. Fig. 9(a)는 유압펌프 출구측에 설치된 릴리프 밸브의 초기 설정압에 의해서 60[kgf/cm²]의 압력으로 유지하다가 시스템 정상 상태압 40[kgf/cm²]으로 변화하는 과정을 보여준다.

Fig. 9(b)는 유압모터 가속 성능의 척도로서 시간에 대한 속도증가의 변화율은 Fig. 8(b)와 비교해 볼 때 차이가 있음을 알 수 있다. 즉 에너지 재생브레이크 시스템의 초기 시동성능은 기존 브레이크 시스템의 성능보다 우수하

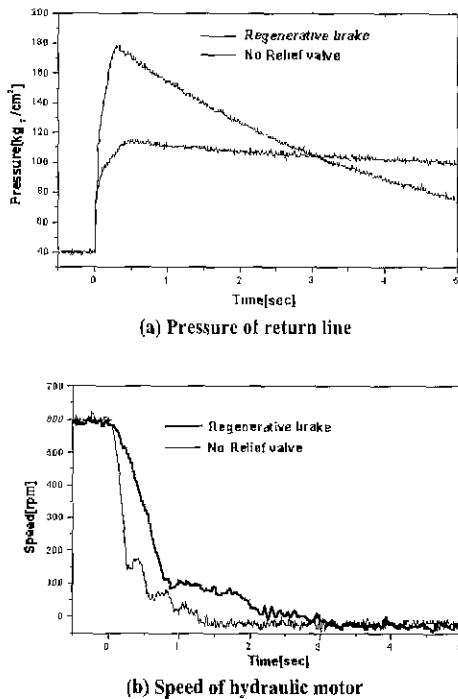
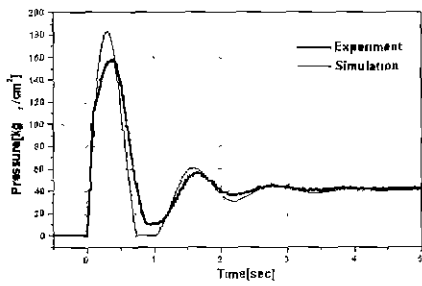
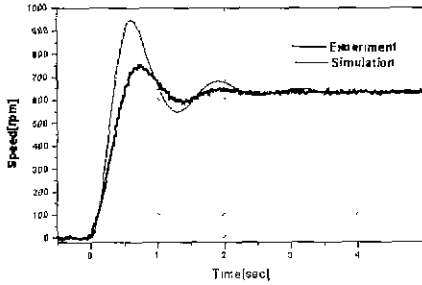


Fig. 7 Experimental results when braking action

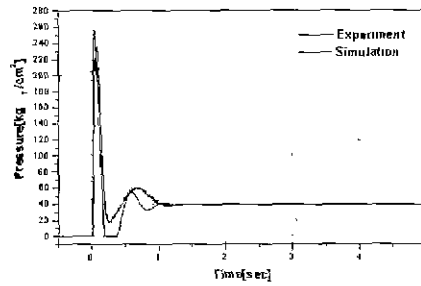


(a) Pressure of supply line

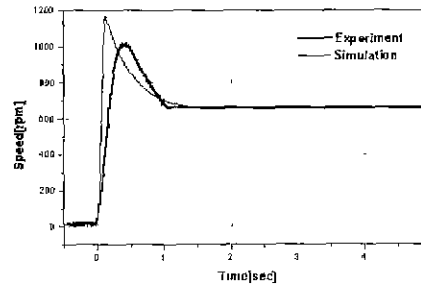


(b) Speed of hydraulic motor

Fig. 8 Comparison of energy regenerative brake system when accelerative action without accumulator energy

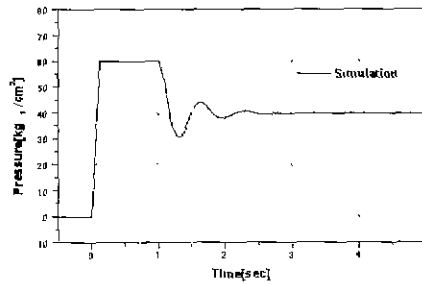


(a) Pressure of supply line

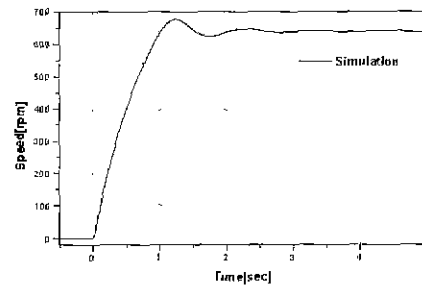


(b) Speed of hydraulic motor

Fig. 10 Comparison of hydraulic energy regenerative brake system when accelerative action with accumulator energy



(a) Pressure of supply line



(b) Speed of hydraulic motor

Fig. 9 Simulation results of the conventional hydraulic brake system when accelerative action

다고 판단할 수 있다.

Fig. 10은 유압모터를 제동하는 과정에서 유압모터의 운동 관성에너지를 축압기에 압력 에너지로 저장해 두었다가, 유압모터를 다시 가속하는 과정에서 저장된 축압기의 에너지를 재생하여 공급함과 동시에 펌프로부터 유압 에너지를 공급받아 유압모터의 가속성능을 최대화시킨 경우에 대한 실험과 시뮬레이션의 결과이다.

이 경우에서 급가속 성능을 보여주는 Fig. 10(b)의 관측으로부터 짧은 시간에 빠르게 가속되어짐을 알 수 있다. 또한, 단순히 펌프에서만 공급되는 유압에너지로써 가속되어지는 경우인 Fig. 8의 가속성능보다 우수하며, 기존의 유압 브레이크 시스템의 가속성능을 보여주는 Fig. 9의 경우보다도 우수함을 알 수 있다. 여기서, Fig. 9의 재생에너지를 사용하지 않은 경우와 Fig. 10의 재생에너지를 사용한 경우의 비교에 있어서 Fig. 9는 릴리프 밸브의 설정 압을 60[kgf/cm²]으로 시스템 허용 최고설정압으로 간주하였고, Fig. 10(a)에서 압력상승의 정도가 매우 크게 나타나는데, 이는 사용 압력과 축압기 초기용량을 크게 하면 압력상승의 정도를 줄일 수 있다.

Fig. 11은 축압기 초기용적 3[l], 가스충입 압력 50[kgf/

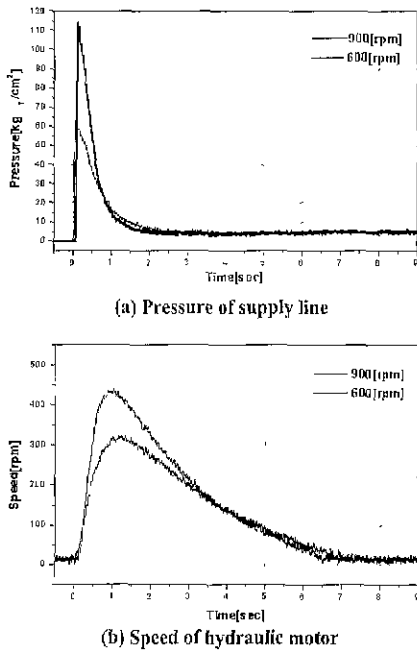


Fig. 11 Comparison of experimental results of accumulator energy according to speed change

때일 때 제동시 축압기에 저장된 에너지만을 이용한 실험 결과이며, 유압 펌프로부터 에너지 공급이 없는 상태에서 유압 모터를 가속시킨 경우이다.

그림의 두 가지 선도는 모터속도를 각각 600[rpm]과 900[rpm]으로 구동한 상태에서 제동 동작을 수행한 결과이다. 구동체의 운동에너지는 운동속도의 제곱 형태로 표현되므로 처음 제동하는 순간의 운동에너지에 대해서 Fig. 11(b)에서 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 마찰 손실, 배관의 유동 저항 손실 그리고 누설 손실 등에 기인하는 것이다. 그러므로 유압모터와 배관, 유압 밸브 등을 선정함에 있어서 누설과 마찰이 최소화 될 수 있도록 고려되어야 함을 알 수 있다.

6. 결 론

유압에너지 재생 브레이크 시스템은 제동시 소멸되어 지는 에너지를 재생할 수 있는 직접적인 효과를 얻을 수

있을 뿐만 아니라, 가속성능의 향상, 가속시에 발생하는 공해 물질을 감소시키는 효과 등의 부수적인 효과도 기대할 수 있다. 또한 가속 시의 연료공급이 충분히 이루어지는 경우에는 재생에너지가 함께 공급되어지기 때문에 급가속 성능을 얻을 수 있었다. 유압 구동계에서 사용되는 기존 브레이크 시스템에서는 유압 에너지를 릴리프 밸브를 통해 탱크로 버렸지만, 본 연구의 에너지 재생 브레이크 시스템에서는 축압기를 이용하여 버려지는 에너지를 축압기에 저장시켰다. 따라서 축압기가 장착된 유압에너지 재생 브레이크의 유압시스템을 구성하고 각각의 요소에 대해 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 동특성 해석 및 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유압에너지 재생 브레이크 시스템의 제동성능은 기존의 브레이크의 성능과 유사하게 얻을 수 있었다.
- (2) 축압기 에너지와 펌프에너지를 동시에 사용하였을 경우에 액추에이터 급가속 성능을 향상시킬 수 있었다.
- (3) 유압 브레이크 시스템에서 에너지 축적 용도로 축압기를 장착한 시스템 개발이 가능하다.

후 기

본 연구는 1999년도 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구된 논문입니다.

참 고 문 헌

- (1) P.Evans and A.Karlsson, "The Volvo City Bus", Institution of Mech.Eng, Paper C157/81, 1981.
- (2) HYDRO BUS with stepless transmission and hydraulic energy recovery, Federal Republic of Germany, MAN, Inc ,International Edition 4/1989.
- (3) P.Buchwald, "Improvement of City Bus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion system", SAE Paper 790305.
- (4) 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.
- (5) 梅本修, "蓄壓式ハイブリッド車", 油壓, 空氣壓 第28卷 第2, pp. 46~51, 平成9年3月.
- (6) 송동국의 4인, "DSP를 이용한 전동차의 회생제동

- 제어에 관한 연구”, 韓國精密工學會 春季學術大會論文集, pp. 526~529, 1998.
- (7) 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.
- (8) Hydraulics Theoric and Application, Bosch Co, pp. 509~511, 1992.
- (9) 이우호, 조형석, “하이드로 포밍공정의 동특성 해석 및 시뮬레이션”, 한국정밀공학회논문집, 제16권, 제11호, pp. 122~132, 1999.
- (10) 윤소남, “카운터 밸런스 밸브를 내장한 유압모터 브레이크 시스템의 동특성”, 석사논문, pp. 22~27.
- (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) John M. Storer, “Fluid Power”, Howond W. Sams & co., Inc. pp. 391~409. 1973.