

유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 용량 설계

이재구*, 이재천**, 김정현***, 김성동****

Capacity Design of Accumulator in Hydraulic Regenerative Brake System

Jae-Gu Lee*, Jae-Cheon Lee**, Jung-Hyun Kim***, Sung-Dong Kim****

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.

A series of computer simulation was done to verify effectiveness of the formula. The results of the simulation work were compared with those of experiments and these results show that the proposed design is effective for decision of accumulator volume in **ERBS**.

Key Words : **ERBS**(Energy Regenerative Brake System), Kinetic Energy(운동에너지), Elastic Energy(탄성 에너지), Surge Pressure(충격 압), Accumulator Volume(축압기 용량)

1. 서 론

오늘날 대다수의 유압장치에 있어서 축압기는 유압 회로의 주요 기기중 하나로 압축성이 극히 작은 유압유에 대하

여 압축성이 큰 기체(질소가스)등을 사용하여 에너지를 일시적으로 축적하거나 충격을 완화시킴으로써 오일의 비압축 특성을 보완해 주는 유압기기이다. 축압기의 종류는 보통 피스톤형, 다이어프램형, 블래더형의 3가지로 나누어지

* 금오공과대학교 생산 기계공학과 대학원
(이재구 jaegu97@hanmail.net)
** 계명대학교 자동차 기계공학부
*** 경일대학교 기계공학부
**** 금오공과대학교 생산 기계공학부

는데, 피스톤형은 구조가 간단하고 내구성이 있으나 응답성에 미흡하고, 다이어프램형은 내용적에 비해 중량이 가벼워서 항공기 등에 주로 사용되나 오일 방출량이 적고 수명이 짧다. 블래더형은 소형일 경우에도 용량이 크고 블래더의 응답성이 좋아 사용 용도가 넓어서 현재 가장 널리 사용된다.

이러한 축압기의 응용 분야로서 차량류의 에너지 재생 브레이크 장치를 생각할 수 있으며 여기에 관련된 연구가 다수 진행되었다. 기계식 구동 방법과 유압식 구동 방법이 혼용되어지는 하이브리드 구동 시스템⁽¹⁾ (이하 혼성 차량 시스템이라 칭함)에 사용되는 축압기는 빠른 응답성을 요구하기 때문에 블래더형 축압기를 사용하여 연구가 진행되었다. 이재천은 에너지 재생 제동장치의 실현⁽²⁾, Buchwald는 플라이휠일과 유압 압축기를 혼용한 시스템⁽³⁾, Evans는 제동시 운동에너지를 회수하고 가속시에 재 이용하여 배출가스와 연료 소비량을 저감시키는 회생시스템⁽⁴⁾, 구동부의 마찰과 누설유량이 고려된 수학적인 모델로부터 컴퓨터 시뮬레이션에 근거한 시행 오차적인 방법으로 적합한 축압기 용량을 선정하는 방법⁽⁵⁾ 등에서 유압 축압기에 유압 에너지를 축적시켜 재생하는 시스템 연구와 시행오차적으로 축압기의 용량을 설계하는 연구는 없었다.

따라서 축압기의 기능과 성능을 최고로 발휘시키기 위해

서는 먼저 적합한 축압기 용량을 결정해야 된다. 일반적인 유압시스템 분야에서는 국내 축압기 전문 제조업체⁽⁶⁾와 독일의 Bosch사⁽⁷⁾ 등이 용량 산정을 각 적용 시스템의 압력을 기준으로 한 계산식과 최근에는 프로그램을 이용하여 축압기 용량을 결정하는 소프트웨어를 개발하여 이용하고 있다.

본 연구는 축압기를 이용한 유압 재생 브레이크 시스템⁽⁸⁾에서 용량을 결정하는 공식을 제시하고, 컴퓨터 시뮬레이션과 실험적인 방법으로 축압기 용량을 결정하는 공식의 유효성을 확인하고자 한다. 연구의 대상 시스템으로는 Fig. 1의 구조를 가진 혼성 차량 시스템을 고려하였으며 급격하게 제동할 때 발생하는 충격압을 제어함과 동시에 구동부 관성체의 운동에너지가 축압기의 탄성에너지로 축적되는 과정을 수학적으로 모델링하고 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다. 또한 혼성 차량 시스템의 간이 실험장치를 구성하였으며 실험적인 방법으로도 축압기 용량 결정 공식의 효율성을 확인하였다.

2. 시스템의 구성 및 작동 원리

유압 재생 브레이크 시스템은 굴삭기와 같은 건설 장비용 차량류와 승객 수송용 혼성 차량류에 적용될 수 있다. 재생 브레이크의 적용 예로써 혼성 차량 시스템을 고려하였다.

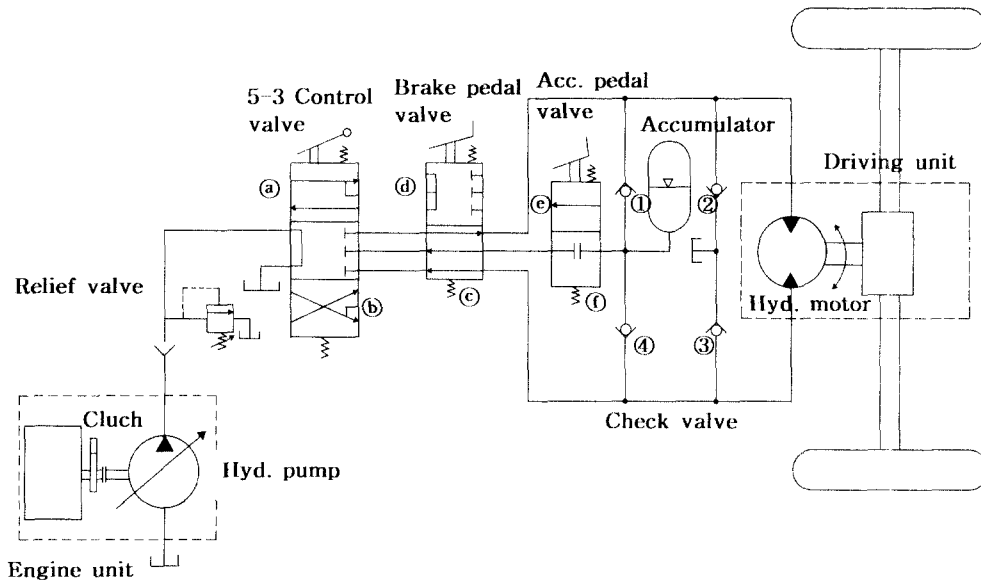


Fig. 1 Hybrid drive system with regenerative brake

에너지 재생 혼성 차량 시스템의 유압 회로는 Fig. 1과 같이 클러치와 유압펌프로 구성되는 엔진부, 최고압을 제한하는 릴리프 밸브, 정회전과 역회전을 행하는 5포트 3위치 변환밸브, 유압 공급원을 차단하는 브레이크 제어 페달 밸브, 가속을 행하는 가속 제어 페달밸브, 구동부의 운동에너지를 저장시키는 축압기, 그리고 4개의 체크밸브 등으로 이루어진다.

Fig. 1에서 5포트 3위치 변환밸브가 중립 위치에서 ㉑ 위치로, 주행 상태의 운전 중에 필요하면 브레이크 제어 밸브의 위치를 ㉓에서 ㉔로 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 모터에서 압출되는 유체는 체크밸브(㉔)를 통과하여 축압기로 유입된다. 이 때 축압기에 유체가 축적되면서 축압기의 압력이 상승하며 브레이크 작용이 발생하여 유압모터가 정지된다. 따라서 유압모터의 관성체 운동에너지가 축압기 질소 가스의 내부에너지로 축적되어지고 축적된 내부에너지는 브레이크 제어 페달밸브를 다시 원래의 위치(㉓)로 변환하면서 가속 제어 페달밸브의 위치(㉓)가 ㉑로 변환했을 경우에 축압기 배출포트를 통하여 유압모터에 재 공급되어지며, 유압펌프를 통하여 공급되는 유체의 에너지를 배가시키는 효과를 얻게 된다. 여기서 5포트 3위치 변환밸브는 축압기의 배출포트를 가지는 특수한 형태로 고려하였다.

체크밸브의 위치인 ㉒와 ㉓은 제동 브레이크 동작에서 유압모터의 또 다른 한쪽이 진공(cavitation)화 되는 것을 방지하는 목적으로 설치된 것이다. 또한 차량의 전진 동작과 후진 동작을 대칭적인 운동으로 간주하여 이와 반대인 역회전의 경우에는 5포트 3위치 변환밸브의 ㉑ 위치를 중립으로 전환하면 체크밸브(㉑)와 축압기가 위와 같은 작용을 하게 된다. 축압기에 저장된 에너지가 충분한 경우에는 클러치를 단속시켜 엔진이 정지되어도 축압기의 에너지만으로도 구동이 되어진다. 여기서 펌프 토출부에서의 릴리프 밸브는 시스템을 보호하기 위하여 설치된 것으로서 통상의 시스템 압력보다는 훨씬 높게 설정되었다. Fig. 1과 같은 재생 시스템의 유압 회로도 대신에 유압 구동부와 축압기간의 운동에너지 관계만을 본 연구에서 수행하려고 하는 부분이기 때문에 Fig. 2와 같은 새로운 모델의 유압 회로도 모 변경하여 단순화시켰다.

3. 시스템의 이론 해석

본 연구에서 Fig. 2처럼 고려되는 시스템의 수학적 모델링이 급제동시 유압 구동부의 운동에너지가 축압기 질소 가스의 내부에너지로 축적되는 경우이다. 재생 시스템에서 축압기의 거동을 기술하기 위해서는 배관용적에 대한 유체흐름의 연속방정식, 유압 구동부에 대한 운동방정식, 축압기 블래더의 기체에 대한 상태변화식과 에너지 방정식 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 구동부에서의 누설 및 마찰손실을 무시한다.
- ③ 축압기내의 가스변화는 단열가열과정이다.
- ④ 체크밸브와 변환밸브 등의 동적거동은 매우 빠르며 아주 짧은 시간에 정상상태에 이르기 때문에 밸브의 동적모델링 부분은 무시한다.

3.1 유량의 연속방정식

Fig. 2에서 점선으로 보여주는 검사체에 대하여 유량의 연속 방정식은 체크밸브의 개폐 여부에 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.

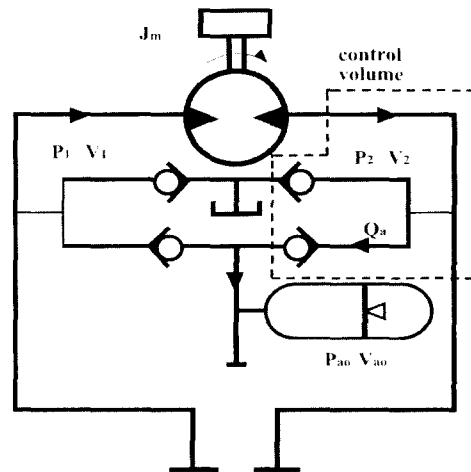


Fig. 2 Modeling diagram of energy regenerative brake system when braking action

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

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 귀환 압력 P_2 보다 적어서 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 3.3절의 식(4)~(7)과 같이 주어진다.

3.2 유압모터 구동부의 운동방정식

유압모터 급제동시 유압모터 구동부에서의 운동방정식은 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 감쇄계수를 나타낸다.

3.3 축압기 기체의 상태변화식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 일반적으로 축압기의 용량계산⁷⁾은 단열변화와 등온변화로 취급하고 토출량의 축압과 방출완료 시간인 사이클 타임 1분을 기준으로 1분 이내이면 단열변화, 1분 이상이면 등온변화로 계산하는데, 본 연구에서는 축압기 내의 질소가스의 압축·팽창 과정이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열과

정으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충전형 축압기인 블래더형 축압기내 가스의 압력과 체적과의 상태 방정식은 다음 식과 같다.

$$P_a V_a^k = constant$$

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

여기서 P_a 와 V_a 는 압축 중의 축압기내 가스의 압력과 체적을 나타내며, 첨자 a_1, a_2 는 Fig. 3에서 보여주는 바와 같이 최저압력 및 최고압력의 작동상태를 각각 의미한다. 지수 k (adiabatic exponent)는 가스의 정적 비열과 정압비열의 비이다.

Fig. 3은 축압기의 작동상태를 보여 주며 첨 a_n 는 축압기 초기상태(가스 봉입압, 가스체적)를 의미한다. 축압기에 유입되는 유체의 시간당 흐름을 Q_a 라 하면 축압기 내부 가스 질량과 유체 유입에 대한 연속 방정식은 다음 식과 같다.

$$V_a = V_{a0} - \int Q_a dt \quad (5)$$

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.

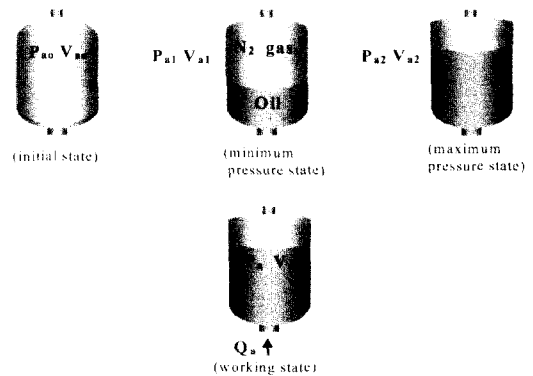


Fig. 3 Working state of accumulator

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

축압기 초기 가스 봉입압력은 시스템의 최저 사용 작동 압력보다 낮거나 같아야 하므로 보통 다음 식(8)을 만족하는 값으로 선정된다⁽⁹⁾.

$$P_{ao} = P_{al} \times (0.8 \sim 0.9) \quad (8)$$

3.4 축압기 용량 설계

Fig. 4는 점선 부분을 검사체적으로 간주한 블래더형 축압기의 해석 모델이다. 검사체적의 열용량(heat capacity)에 의해 검사 체적내에 축적되는 에너지는 검사체적으로 출입하는 에너지와 평형을 이루어야 하므로 각각의 검사체적에 대한 에너지 평형방정식⁽⁹⁾은 열역학 제1법칙⁽¹⁰⁾에 의해 미분형으로 나타내면 다음 식(9)과 같다.

$$dE = \Delta H - \Delta W \quad (9)$$

여기서 dE는 축압기 질소가스 고부봉지(이하 질소가스라 칭함)의 내부에너지, ΔH는 질소가스로 전달되는 열량, ΔW는 질소가스가 행한 일이다. 식(9)에서 최저 작동 압력상태로부터 최고 작동압력 상태까지 적분하면 다음의 식으로 나타낸다.

$$E_2 - E_1 = \int \Delta H - \int \Delta W \quad (10)$$

또한 질소가스의 체적이 압축되어 dV만큼 팽창했을 때 질소가스가 한 일량은 다음 식과 같다.

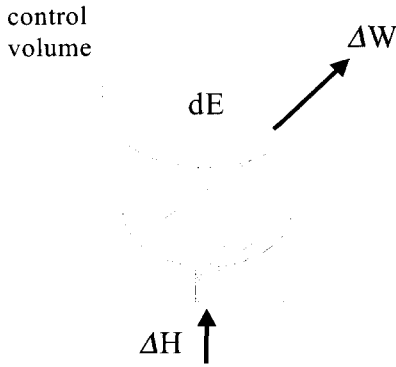


Fig. 4 Analysis model of accumulator

$$\Delta W = \int P_a dV_a \quad (11)$$

여기서 질소가스가 압축될 경우는 dV_a가 음의 값이며, 질소가스가 일을 받는 것을 의미한다. 식(10)에서 질소가스가 외부와 열의 출입이 없는 단열변화로 가정하였으므로 ∫ΔH는 0이 되고, 질소가스의 내부에너지는 온도⁽¹⁰⁾만의 함수가 되므로 다음 식으로 나타낸다.

$$E_2(T_{a2}) - E_1(T_{a1}) = - \int P_a dV_a \quad (12)$$

식(4)과 (6)를 이용하여 식(12)을 정리하면 축압기 내부 에너지 변화량은 다음 식과 같다.

$$E_2(T_{a2}) - E_1(T_{a1}) = (P_{a2} V_{a2} - P_{a1} V_{a1}) / (k-1) \quad (13)$$

Fig. 2에서 유압 모터 구동부 관성체의 운동에너지(Kinetic Energy: KE)는 다음 식으로 나타낸다.

$$KE = \frac{1}{2} J_m \omega^2 \quad (14)$$

유압모터 급제동시 구동부 관성체의 운동에너지가 축압기의 내부 에너지로 변환되므로 에너지 보존의 법칙에 의해 식(13)과 식(14)은 다음 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} J_m \omega^2 &= (P_{a2} V_{a2} - P_{a1} V_{a1}) / (k-1) \\ &= \frac{V_{a1}}{k-1} \left(P_{a2} \left\{ \frac{P_{a1}}{P_{a2}} \right\}^{\frac{1}{k}} - P_{a1} \right) \end{aligned} \quad (15)$$

식(15)을 V_{a1}에 대하여 정리하면 다음 식과 같다.

$$V_{a1} = \frac{\frac{1}{2} J_m \omega^2}{\frac{1}{k-1} \left\{ P_{a2}^{\frac{k-1}{k}} - P_{a1}^{\frac{1}{k}} - P_{a1} \right\}} \quad (16)$$

식(16)을 이용하여 축압기 초기용량을 구할 수 있으며, 부하 관성모멘트 J_m이 시스템 고유의 매개변수로써 주어지

고 회전 각속도 ω 가 시스템에서 요구되어지는 운전조건으로써 주어진다 할 때, 재생 브레이크 시스템을 구성하는 설계자가 희망하는 축압기 압력값 P_{a1} 과 P_{a2} 를 얻을 수 있도록 축압기의 용량 V_{a1} 를 결정할 수 있다. 초기상태와 최저작동압 상태에서의 단열가역과정은 식(4)에 식(8)을 대입하여 정리하면 축압기 초기가스용량은 다음식으로 구할 수 있다.

$$V_{a0} = V_{a1} \times (1.08 \sim 1.17) \quad (17)$$

식(17)에서 식(8)의 보정계수(0.8~0.9)의 차이는 실제 축압기 용량설계시 약 10% 정도의 차이를 보이고 있는데, 이는 축압기 질소가스 고무봉지의 찢어짐을 방지하기 위한 안전값⁽⁷⁾이다.

4. 적용 사례

식(16)을 이용하여 축압기 용량을 설계하는 적용 예로써 운전 조건으로는 각속도 (ω)와 관성모멘트 (J_m), 설계 선택 변수로는 축압기 최대압 (P_{a2})에 대하여 각각 4가지 조건을 적용한 계산결과는 Table 1과 같으며 이러한 주어진 값들을 컴퓨터 시뮬레이션과 실험에 의한 방법으로 비교, 검증하고자 한다.

5. 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 검증

본 연구는 에너지 재생 혼성 차량시스템에서 급제동시 발생하는 유압모터 출구측 관로에서의 충격 상승압과 유압모터의 제동정지 시간 및 축압기 용량을 해석 프로그램을 이용하여 여러 경우에 대해서 시뮬레이션 하였으며, 주어진 계산식에 직접 계산한 결과값(Table 1)과 비교, 확인하고자 한다.

비선형 미분방정식의 수치 적분 알고리즘은 4차의 Runge-Kutta 방법⁽¹¹⁾으로 해석을 수행하였다. 시스템 시뮬레이션 매개변수 값으로 결정할 수 없는 값들은 선행된 연구⁽¹²⁾와 문헌⁽¹³⁾을 통하여 결정하였으며 시뮬레이션에 사용된 초기 시동 때의 매개변수 값들은 Table 2와 같다. Fig. 5는 관성모멘트 0.2 kgf s²cm로 설정한 후에 유압모터 출력 회전 각속도(ω)를 달리한 2가지 경우에 대한 시뮬레이션 결과이다.

Table 1 Comparison of data by calculation

변수 조건	ω [rad/s]	J_m [kg · s ² · cm]	V_{a1} [ℓ]	P_{a1} [bar]	P_{a2} [bar]
1	600	0.2	1	40	120
2	600	0.2	4	40	54
3	250	0.4	1	20	180
4	250	0.4	4	20	40

Table 2 Parameters of the system used in computer simulation

Parameter	Symbol	Value	Dimension
Hydraulic motor	D_m	3.75	cm/rad
	ω	250, 600	rad/s
	B_m	0.25	kg · cm · s/rad
Moment of inertia	J_m	0.1, 0.2, 0.4	kg · s ² · cm
Bulk modulus	β	9.800	bar
Polytropic index	k	1.4	Dimensionless
Volume of the flow line	V_2	156	cm ³
Accumulator	P_{a1}	20, 27, 40	bar
	P_{a2}	40, 54 120, 150 180, 200	bar

유압모터 속도선도에서 급제동시 제동정지에 걸리는 시간은 0.07sec의 차이로 회전속도의 크기에 따라 길어짐을 알 수 있으며, 압력선도에서 초기 압력값이 다른 것은 식(3)에서 유압모터 배제 용적과 회전 각속도의 초기 조건값에 의한 결과이다. 유압모터 회전 각속도 600rad/s에서 급제동시 최대압 120bar, 그 때의 축압기 용량은 1ℓ가 되며 400 rad/s에서는 동일한 최대압(120bar)으로 유지하기 위해서는 축압기 용량이 0.45ℓ가 됨을 알 수 있다. 따라서, 구동부 회전속도 크기에 의해 축압기 용량은 비례함을 알 수 있으며 용량 계산식(16)에 의한 값(Table 1)과 비교함으로써 시뮬레이션에 의한 방법의 타당성을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 관성모멘트 0.2 kgf s²cm, 유압모터 회전 각속도 600rad/s로 설정한 후에 축압기 최대압 변화에 대한 시뮬레이션 결과이다. 축압기 용량선도에서 축압기 용량 0.8

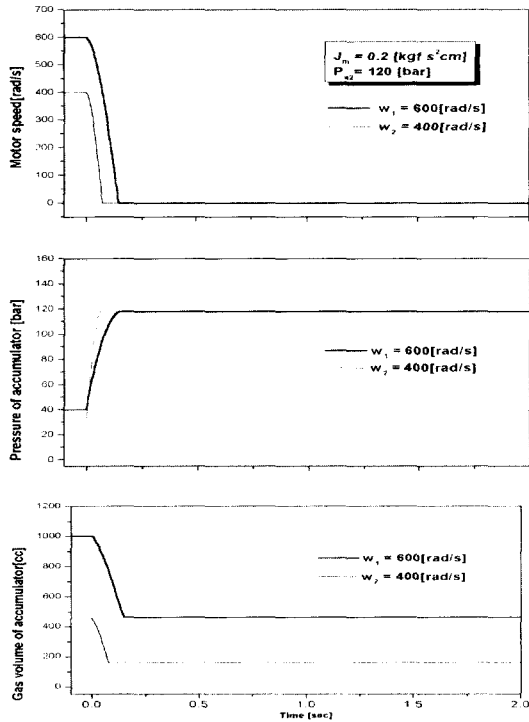


Fig. 5 Simulation result for variation of motor speed

ℓ 인 경우의 최대압은 150bar, 0.6 ℓ 인 경우는 200bar로써 축압기 용량이 작을수록 최대압은 증가하고, 식(16)에서 축압기 최대압은 직접적으로 축압기 용량의 크기에 따라 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 유압모터 회전 각속도 600rad/s, 축압기 최대압 54bar를 요구 값으로 할 경우 급제동시 관성모멘트 값 변화에 대한 시뮬레이션 결과이다.

축압기 용량 선도에서 관성모멘트 값이 $0.1 \text{ kgf s}^2 \text{ cm}$ 인 경우는 축압기 용량이 2 ℓ 에서, $0.2 \text{ kgf s}^2 \text{ cm}$ 인 경우는 4 ℓ 에서 질소가스의 체적이 각각 압축되는 상태를 보이고 있으며 동일한 최대 압력값 54bar로 유지됨을 알 수 있다. 따라서 주어진 축압기 최대 설정압에서 관성모멘트 값이 클수록 축압기 용량 크기와 제동거리의 비례하는데 이러한 경향은 다음과 같이 설명된다. 식(15)에서 관성부하의 운동에너지는 유압모터 급제동시 축압기 내부에너지로 흡수, 저장되어지므로 축압기 용량 설계에 직접적으로 연관됨을 알 수 있다

Fig. 8은 유압모터 회전 각속도 250rad/s, 관성 모멘트 $0.4 \text{ kgf s}^2 \text{ cm}$ 으로 설정한 후 축압기 용량 크기 변화에 대한

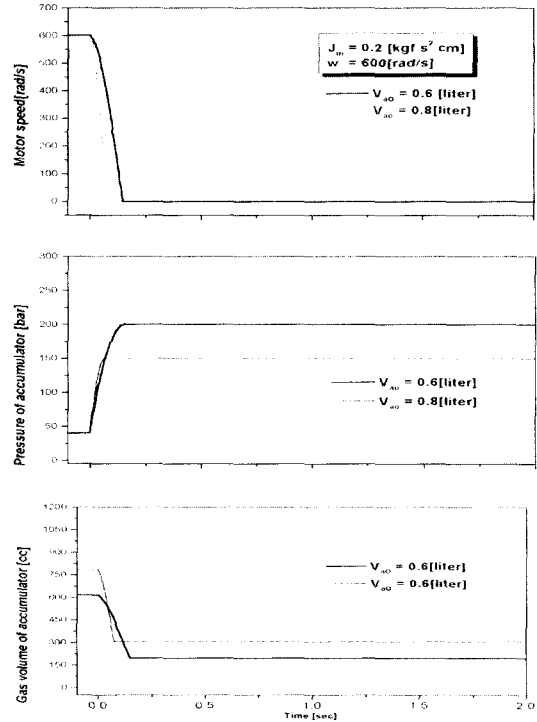


Fig. 6 Simulation result for variation of maximum pressure

시뮬레이션 결과이다.

축압기 압력선도에서 축압기 용량 1 ℓ 인 경우, 최대압 180bar, 4 ℓ 인 경우는 최대압 40bar로써 Fig. 6의 결과와 같은 경우로 설명된다. 따라서 본 연구의 실험에서는 Fig. 8의 주어진 조건과 시뮬레이션 결과값을 가지고 실험에 의한 결과값과 비교, 확인하였다. 본 연구의 적용 예로써 축압기 최대압을 120bar로 설정하기 위한 조건들은 Fig. 5의 결과 선도에서 확인이 되며, Fig. 7, 8에서 축압기 용량 4 ℓ 를 얻기 위한 매개변수의 값들은 Table 1의 계산값과 비교함으로써 확인할 수 있다.

이러한 결과로부터 3절에서 설명된 수학적 모델이 에너지 재생 혼성 차량 시스템의 축압기 용량 설계에 매우 유용한 계산식으로 간주되어지며 이러한 모델과 매개변수들을 이용하여 여러 작동 조건으로 일련의 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

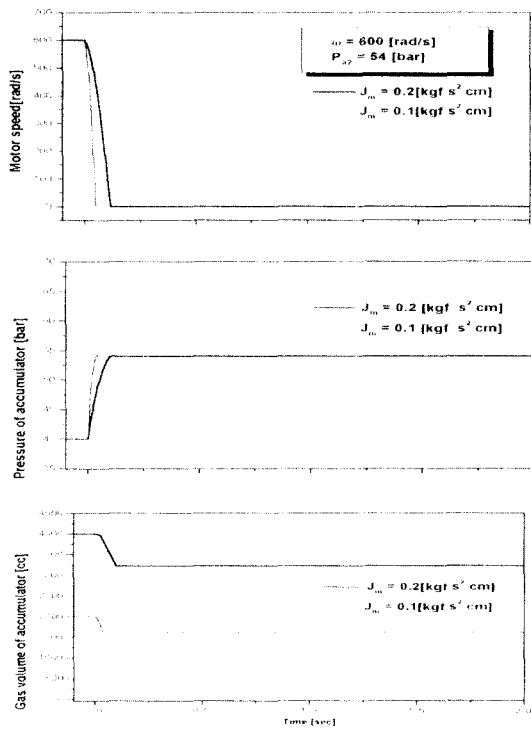


Fig. 7 Simulation result for variation of moment of inertia

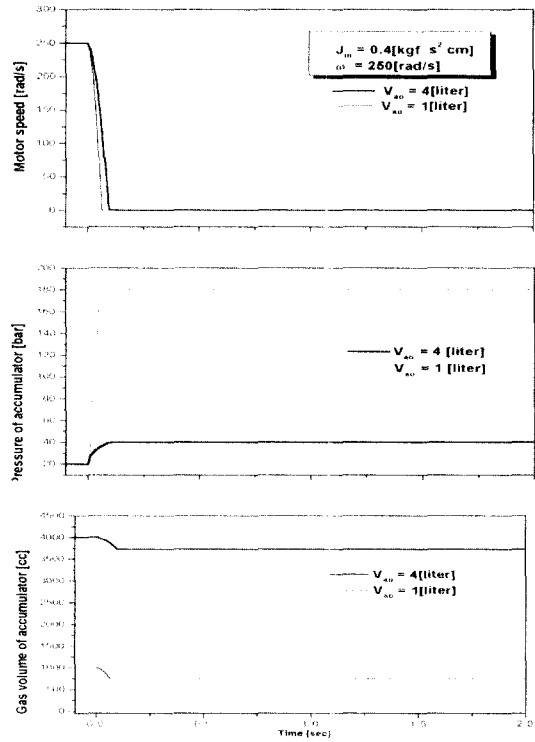


Fig. 8 Simulation result for variation of accumulator volume

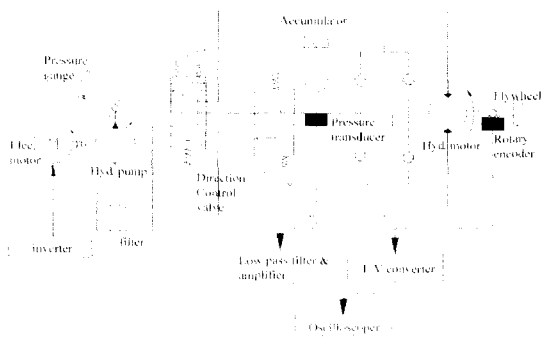
6. 실험장치

실험은 급제동시 유압모터와 축압기 관로 사이의 충격 상승압과 유압모터의 제동거리 정지 시간을 비교하였으며 실험장치는 Fig. 1과 같은 구성을 가지는 실험장치를



Fig. 9 Experimental apparatus

Fig. 9의 모습으로 구성하였는데, 펌프의 구동은 엔진 대신에 전기모터를 사용하였고, 전기모터에 연결된 인버터 (inverter)의 교류전원 주파수를 조절함으로써 펌프속도를 제어하였으며 시스템의 제동성능은 제동시 유압 모터의 속도와 제동압력의 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 계측 값이 산만해 짐에 따라 스트레인 앰프의 증폭기능과 저역통과 필터(차단 주파수 10Hz)의 기능을 사용하여 측정하였다. 실험 장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 3과 같다.

Table 3 Specification of experimental apparatus

Equipment		Specification
Electric power unit	Electric motor	3600 [rpm] 5.5 [kW]
	Inverter	180 [Hz] 3400 [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	200 [bar] 1.5 [mV/V]

7. 실험결과 및 고찰

본 연구에서 제안한 적합한 축압기 용량을 설계하는 방법의 타당성을 검증하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션과 실험(Fig. 8), Table 1의 결과들을 비교하였다.

Fig. 10, 11은 관성모멘트 0.4 kgf·s²·cm, 축압기 초기 가스 봉입압 36bar로 설정한 후에 유압모터 출력 회전 각속도를 일정하게 유지한 상태에서 급제동한 결과 선도이다.

Fig. 10는 축압기 초기 용량 1ℓ 인 경우로 급제동시 실험 결과 속도곡선과 압력곡선이 서로 상이한 특성을 보이고 있는데, 이는 실제 실험장치에서 구동체의 회전 관성력에 의한 잔존유체의 관로저항과 신축현상에 의해 되튕김(rebound)이 생기며 이로 인해 제동정지에 걸리는 시간은 모터 속도 선도에서 시뮬레이션 결과 0.06sec, 실험결과는 0.48sec로 0.42sec 정도의 차이를 보이고 있다. 압력선도에서는 약간의 오버슈트(overshoot)를 발생하며 0.06sec에서 정상 상태 압 180bar를 나타내고 있다.

Fig. 11은 축압기 초기 용량 4ℓ 인 경우로 급제동시 충격 압은 실험 결과, 정상상태에서 40bar로 시뮬레이션 결과와 잘 일치됨을 보이며, 과도상태에서의 오버슈트는 급상승후 곧 하강하는 상태를 보이고 있으며 모터 속도선도에서 되튕김 현상이 현저하게 줄어들음을 알 수 있는데, 이는 축압기 용량의 크기 증가에 따라 충격 상승압이 그만큼 감소했기 때문이다. 따라서 축압기 용량이 클수록 급제동시 충격압은

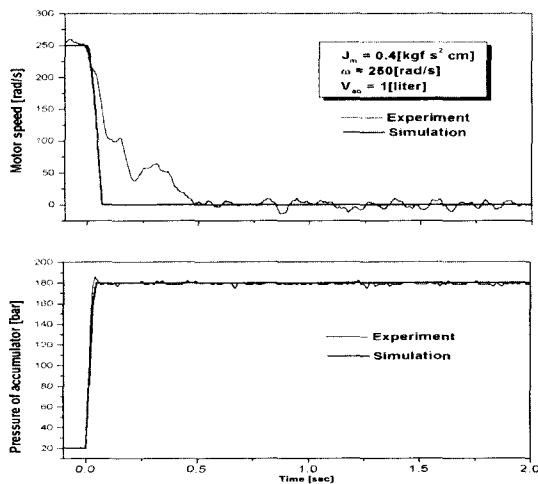


Fig. 10 Comprison of pressure and reducing speed when braking action

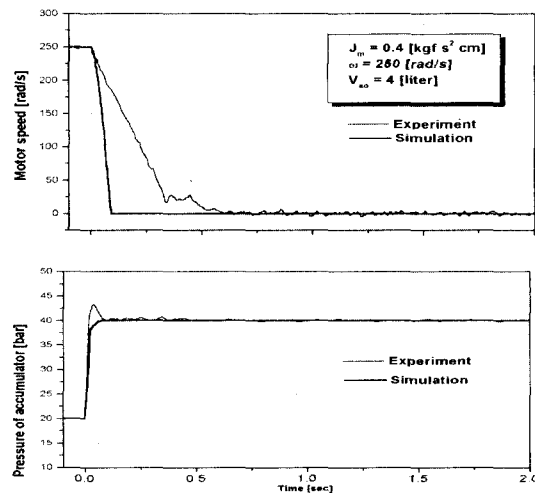


Fig. 11 Comprison of pressure and reducing speed when braking action

역비례함을 알 수 있으며 또한 그 만큼 되튀김 현상도 감소함을 알 수 있다. 모터속도 선도에서 실험 결과, 제동정지에 걸리는 시간은 0.58sec로 축압기 용량 1ℓ에 비해 큰 차이는 없음을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 시뮬레이션 결과와 실험결과는 비교적 잘 일치함을 알 수 있으며, Fig. 10과 Fig. 11에서 주어진 축압기 초기 봉입압 36bar에서 시스템 사용 최저작동압 20bar, 최고 작동압을 180bar로 결정할 경우, 그 때의 유압 모터 회전 각속도는 250rad/s, 축압기 용량은 1ℓ가 되며 최고 작동압 40bar인 경우, 축압기 용량은 4ℓ가 적합한 것임을 알 수 있다. 따라서 Fig. 10과 Fig. 11은 Fig. 8과 비교해 볼 때 유압모터 회전 각속도 250 rad/s에서의 시스템 요구 사용압력에 따른 시뮬레이션 조건과 실험결과와의 조건이 거의 일치됨을 알 수 있다.

이러한 결과로부터 Table 1과 Table 2의 매개변수 값들이 실험장치와 거의 일치함을 알 수 있으며, 모델과 매개변수들을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션과 실험결과를 비교함으로써 Fig. 5, 6, 7의 결과 또한 신뢰할 수 있다.

8. 결 론

본 연구에서는 혼성 차량시스템에 사용되는 축압기의 용량을 결정함에 적용할 수 있는 설계공식을 제시, 적용하였으며 컴퓨터 시뮬레이션 작업과 실험을 통하여 그 효율성을 확인하였다.

본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

- (1) 유압모터 급제동시 충격압을 흡수함과 동시에 유압에너지 재생의 목적으로서는 시스템의 주어진 최저 작동압력과 최고 설정압력과 비교적 근접한 충격 상승압 등을 미리 설계자가 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 확인할 수 있었으며, 이러한 결과 값으로 에너지 재생 차량 시스템에서의 축압기 용량을 쉽게 결정할 수 있다는 편리성이 확인되었다.
- (2) 유압 구동부의 회전 각속도와 관성모멘트 값의 크기가 축압기의 용량을 결정하는데 큰 영향을 미친다는 것이 확인되었다.
- (3) 축압기 용량크기 변화에 따른 제동정지 거리의 차이는 적지만, 되튀김 현상에서는 큰 차이가 있음을 확인했다.

후 기

이 논문은 2001학년도 금오공과대학교 학술연구비 지원에 의해 연구되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Jihong HAO, "Energy Saving of Hybrid Vehicle Using a Constant Pressure System", 日本油空壓學會誌, Vol. 30 No. 1, 1999.
- (2) 이재천, "에너지 재생 제동 장치의 실현", Samsung Electro-mechanics Co., pp.1~7,1998.(3) Buchwald et ai, "Improvement of City Bus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion system", SAE Paper, 790305.
- (4) P. Evans and A. Karlsson, "Volve City bus", Institution of Mechanical Engineers, Paper C157/81, 1981.
- (5) 이재구, 함영복, 김성동, "수학적 모델에 의한 유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 용량 선정에 관한 연구", 한국공작기계학회지, 제10권, 제5호, pp. 48~55, 2001.
- (6) Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, Manual Accumulator, 1999.
- (7) Hydraulics Theorie and Application, Bosch Co, Manual Accumulator, pp. 509~511, 1992.
- (8) 이재구, 김도태, 김성동, "유압 구동계 에너지 재생 브레이크의 동특성 해석", 한국공작 기계학회지, 제9권, 제4호, pp. 137~147, 2000.
- (9) A. B. Goodwin, "Fluid Power Systems", The Macmillan Press LTD, pp. 120~128, 1976.
- (10) Van Wylen, Sonntag, "Fundamentals of Classical Thermodynamics", Mcgraw-Hill Press, pp. 95~130, 1987.
- (11) Vrice Carnahan, "Applied Numerical Methods", John Wiley & Sons, Inc, pp. 341~392, 1969.
- (12) 이윤태, "파워 스티어링용 베인펌프 유량제어부 설계에 관한 연구", 한국공작기계학회지, 제9권, 제5호, pp. 87~95, 2000.
- (13) Herbert E. Merritt, "Hydraulic control systems", John Wiley, pp. 14~75, 1967.