Transactions of KSAE, Vol. 14, No. 2, pp.136-144 (2006)

Copyright © 2006 KSAE
1225-6382/2006/080-18

유압식 에너지 회생시스템의 성능평가

정 동 수[1] · 김 형 의[1] · 강 이 석[*2]

한국기계연구원 유공압팀[1] · 충남대학교 기계설계공학과[2]

Performance Evaluation for Hydraulic Type Energy Regenerative System

Dong-Soo Jung[1] • Hyong-Eui Kim[1] • E-Sok Kang[*2]

[1]*Hydraulic & Pneumatic Research Team, KIMM, 171 Jang-dong, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea*
[2]*Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea*
(Received 16 August 2003 / Accepted 15 November 2005)

Abstract : Vehicles usually have 3 types of speed pattern like acceleration, travel, and deceleration. It requires much driving energy from engine while accelerating, preserves much kinetic energy by inertia moment at travel speed, and releases the kinetic energy to the air while decelerating by the break system. If we accumulate the kinetic energy while decelerating and reuse the energy at the accelerating stage, then it can elevate the fuel efficiency, reduce the emission and improve the motive power.

This paper proposes a hydraulic type energy regenerative system which converts the kinetic energy into hydraulic energy at the stage of deceleration and reuses it at the starting and accelerating stage of vehicles. The test equipment which has the field condition of city bus was prepared to evaluate the performance for energy regeneration.

The test results show that both energy regeneration efficiency and fuel efficiency are improved significantly and the emission is reduced notably.

Key words : Energy regeneration(에너지 회생), Kinetic energy(운동에너지), Hydraulic energy(유압에너지), Inertia mass(관성질량), Fuel efficiency(연비), Emission(배출가스), Accumulator(축압기)

Nomenclature

D	: tire diameter of vehicle, m
E_h	: hydraulic energy, kgf-m
E_k	: kinetic energy , kgf-m
I_f	: inertia mass of flywheel, kg-m^2
I_v	: inertia mass of vehicle, kg-m^2
N	: rotation speed of pump/motor, rpm
N_f	: rotation speed of flywheel, rpm
P_a	: gas pressure of accumulator, kgf/cm^2
T	: driving torque of hydraulic pump/motor, kgf-m
V	: vehicle speed, km/hr
V_a	: gas volume of accumulator, cm^3
V_{th}	: volumetric displacement of pump/motor, cc/rev
W	: vehicle mass, kg
n	: polytropic exponent of nitrogen gas
r	: gear ratio
η_m	: mechanical efficiency of pump/motor
w	: angular velocity of pump/motor, rad/sec

*Corresponding author. E-mail: eskang@cnu.ac.kr

Subscipts

h, k : hydraulic, kinetic
i, o : input, output
j : nodal point

1. 서 론

시내버스, 쓰레기 수거차 등 주차 및 정차가 빈번한 디젤 차량은 제동 시 대부분의 운동에너지가 브레이크 장치에 의하여 열로 변환되어 대기 중으로 방출됨으로서 주행연비가 크게 악화되며 또한 기동 시 가속도를 높이기 위하여 구동엔진에 무리한 기동력을 요구함으로서 배출가스를 증가시킨다.

차량의 운동에너지를 제동 시 저장하였다가 가속 시 재사용하는 에너지 회생시스템을 이용하면 연비가 향상되고 배출가스가 감소되며 높은 기동력을 얻을 수 있다.

자동차의 수요증가로 인하여 세계 각국에서는 환경보호차원에서 차량의 배출가스 규제를 점차 강화하고 있고 연료비상승으로 인하여 대체에너지 개발에 대한 관심이 고조되면서 에너지 회생시스템의 개발이 활발히 진행되어 왔다.

에너지 회생시스템은 에너지를 저장하는 형태에 따라 발전기/전동기와 축전기로 구성된 전기식,[1,2] 유압펌프/모터와 축압기로 구성된 유압식,[3,4] 그리고 회전체에 운동에너지를 저장하는 플라이휠식으로 크게 3가지 종류가 있다.

전기식은 일본의 HONDA(주)에서 그리고 플라이휠식은 독일의 MAN(주)에서 개발되었지만 둘 다 가격이 고가이면서 탑재되는 공간상의 제약 때문에 중·대형 디젤 차량에 상용화 되지는 못하였다. 유압식은 구성부품들의 배치가 용이하고 출력비가 높고 그리고 응답특성이 우수하기 때문에 차량에 적용하려는 연구가 1973년경부터 활발히 진행되어 왔다.

국내에서 연구된 유압식 에너지 회생시스템은 구조에 따라 두 가지 방식이 있다. 기존의 기계식 변속장치를 이용한 방식[5]과 유압식 변속장치를 이용하는 방식[6,7]이 있다. 두 가지 방식은 모의 시험기를 통하여 구성 부품들의 설계 파라미터와 제어 알고리즘을 개선하여 에너지 회생효율을 향상시키고 배출가스를 저감시키고자 하였다. 유압식 변속장치는 동력을 전달하는 효율이 상대적으로 낮아 주행차량에 적용하기에 어려운 점이 있다.

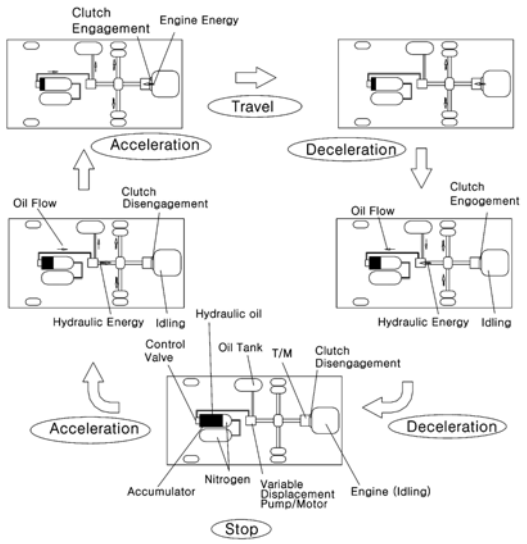


Fig. 1 Energy regeneration cycle for the vehicle

Fig. 1은 기존의 기계식 동력전달장치에 유압식 에너지 회생시스템을 탑재한 차량의 에너지 회생 사이클을 보여주고 있다. 차량은 제동 시 유압펌프에 의하여 운동에너지를 유압에너지로 변환하여 축압기에 에너지를 축적하고 가속 시 유압모터에 의하여 축적된 유압에너지를 운동에너지로 재사용하고 있다.

본 연구에서는 제동 시 운동에너지를 축적하고 기동 및 가속 시 축적된 에너지를 재사용하는 시내버스에 탑재되는 유압식 에너지 회생시스템을 제안한다. 그리고 시내버스의 실차조건을 부여한 시험장비에 회생시스템을 장착하여 에너지 회생효율, 연비, 배출가스 등에 관련된 시험을 수행하여 사용전의 시험결과와 비교분석한다.

2. 에너지 회생시스템의 구성

Fig. 2의 유압식 에너지 회생시스템의 구조와 작동원리는 다음과 같다.

유압펌프/모터는 운동에너지와 유압에너지를 상호 변환하는 부품으로서 운동에너지를 유압에너지로 변환시킬 때는 유압펌프로서 작동하고 반대의 변환일 때는 유압모터로서 작동한다. 축압기는 제

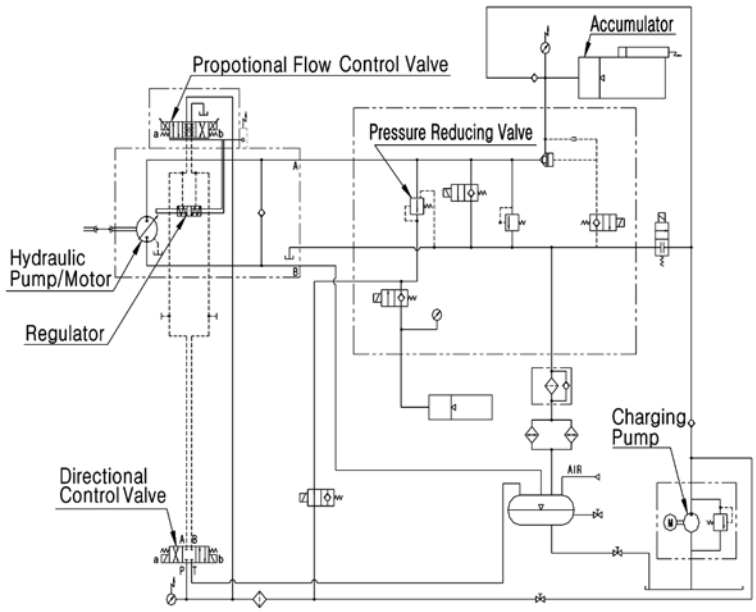


Fig. 2 Hydraulic circuit of the energy regenerative system

동 시에 유압펌프에 의하여 발생된 고압 작동유를 저장하고 가속 시 유압모터에 유압에너지를 공급한다. 조정기(regulator)는 유압펌프/모터의 배제용적(volumetric displacement)을 제어하는 부품으로, 정밀하게 제어하고자 할 때에는 비례유량제어밸브(proportional flow control valve)에 의하여 작동되고 응답특성을 높이고자 할 때에는 3위치-4방향(3 position-4way) 방향제어밸브(directional control valve)에 의하여 작동된다. 감압밸브(pressure reducing valve)는 고압라인의 압력을 조정기에 필요한 압력으로 강하하여 공급한다.

회생시스템을 장시간 사용하지 않으면 고압라인의 압력이 지나치게 저하될 수 있다. 이때, 보조 축압기는 시스템에 압력을 공급하여 시스템이 최소 규정압력을 유지하도록 한다. 충전펌프(charging pump)는 회생시스템에 작동유와 압력을 공급하기 위하여 사용된다.

2.1 유압 펌프/모터 작동구조

유압펌프/모터는 폐회로(closed loop)이면서 양방향 가변용량 구조이어야 한다. 유압펌프/모터는 전기식과 플라이휠식에 비하여 동력전달 효율은 낮지만 출력밀도가 높기 때문에 탑재공간이 협소한 차량에서 효과적으로 이용될 수 있다. 그리고 차량 저속 시 높은 기동력을 발휘할 수 있고 차량 변속 시 충격을 완화시키는 역할도 수행한다.

본 시스템에 적용되는 유압펌프/모터는 사판(tilting pad)의 각도를 감지하는 변위센서와 조정기를 제어하는 비례유량제어밸브(proportional flow control valve)를 탑재하고 있는 Bosch-Rexroth(주)의 A4VSG125 이다.

Fig. 3은 조정기에 의하여 배제용적이 가변되는 가변용량형 유압펌프/모터의 내부구조를 보여주고 있다. 본 구조는 원추 롤러 베어링으로 사판을 지지함으로서 양방향으로 사판제어를 용이하게 한다. 그리고 폐회로 구조의 취약점인 내부의 온도상승과 오리피스의 막힘 현상을 개선하기 위하여 슬리퍼 패드의 오리피스 구경을 크게 한다.

2.2 축압기 설계

본 시스템에 사용되는 축압기는 축적비가 높고 내구성이 우수하여야 한다. 축압기는 상기 조건들을 만족할 수 있도록 피스톤 형(piston type)으로 제작되었으며 에너지 축적량을 감지할 수 있도록 압력센서 및 변위센서를 탑재하고 있다. 용량은 설치공간을 고려하여 가스체적을 45리터로 설계하였다.

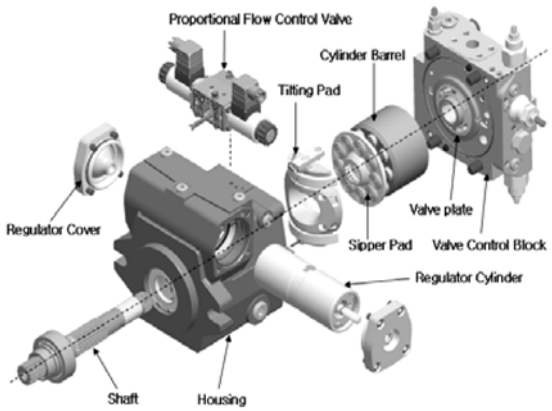


Fig. 3 3-D Drawing of hydraulic pump/motor

일반적으로 축압기에 채워진 기체를 이상기체로 가정한다. 축압기의 용량계산은 단열변화와 등온변화로 취급하는데 본 시스템에서는 축압기 내의 질소가스의 압축・팽창 과정이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열과정으로 생각할 수 있다. 이때 축압기 가스의 압력과 체적과의 상태 방정식은 다음 식과 같다.

$$P_a V_a^n = const \tag{1}$$

지수 n (polytropic exponent)는 가스의 정적 비열과 정압비열의 비이며 질소가스의 경우 지수 n는 일반적으로 상온(300K)에서 1.4로 알려져 있다.

본 연구에서는 제작된 축압기에 대하여 압력과 체적과의 상태를 확인하기 위하여 Fig. 4와 같이 공급압력이 240bar에서 압축과 팽창에 관련된 시험을 수행하였다. 그리고 시험결과와 식 (1)을 이용하여 비열비를 확인한 결과 측정값들의 노이즈에 의하여 다소 변동이 있지만 1.58로 나타남을 확인하였다.

축압기에 축적되는 유압에너지는 식 (2)로 표현되며, 비열비를 이용하면 축압기의 압력만으로도 유압에너지를 산출할 수 있으나, 본 연구에서는 축압기의 압력과 체적을 측정하여 유압에너지를 산출하였다. 식 (2)에서 압축될 때 유압에너지(E_{hi})는 질소가스의 체적이 감소하므로 에너지가 양의 값을 갖도록 하기 위하여 음의 부호를 사용하고 식 (3)에서 팽창될 때 유압에너지(E_{ho})는 질소가스의 체적이 증가하므로 양의 부호를 사용한다.

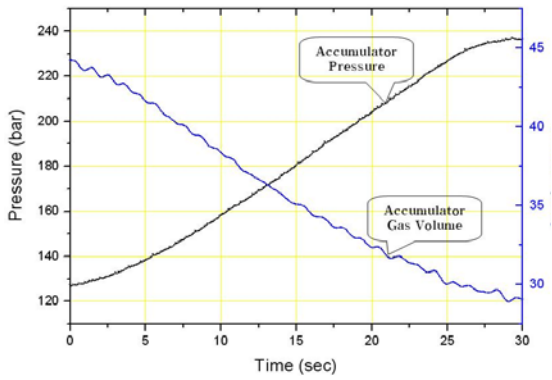


Fig. 4 Test result for pressure and volume of the accumulator

$$E_{hi} = -\frac{1}{100}\int_{V_1}^{V_2} P_a dV_a \tag{2}$$

$$E_{ho} = \frac{1}{100}\int_{V_1}^{V_2} P_a dV_a \tag{3}$$

여기서 V_1과 V_2는 시험 시작점과 종료시점의 축압기 질소가스 체적이다.

2.3 에너지 회생시스템 제어기 설계

에너지 회생시스템이 탑재된 차량은 발진 및 가속 시 엔진과 회생시스템에 의하여 가속되고 감속 시 회생시스템에 의해서 제동된다. 회생시스템은 ECU(engine control unit)와 TCU(transmission control unit)에 의하여 통제된다.

Fig. 5는 차량 제어시스템으로부터 입력신호를 받아 차량의 속도를 제어하는 회생시스템의 제어기를 보여주고 있다. 여기서 기준치(reference)는 가속도 또는 감속도가 된다.

Fig. 6은 에너지 축적에 대한 시뮬레이션을 수행하기 위한 AMESIM 프로그램이다. 시뮬레이션을 통하여 비례적분미분의 이득계수들을 결정한다. 에너지 회생에 대한 시뮬레이션은 유압펌프를 유압모

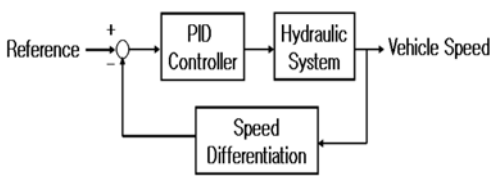


Fig. 5 Block diagram of the regeneration control system

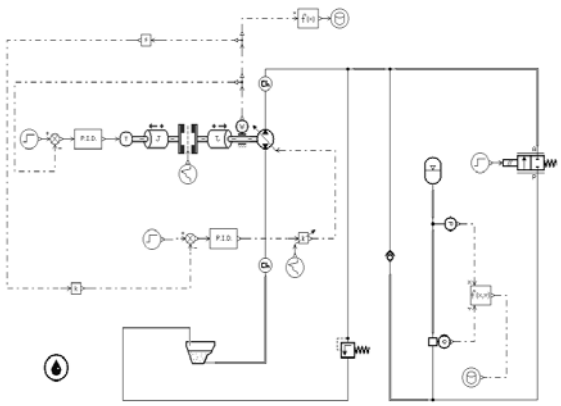


Fig. 6 AMESIM simulation program for the energy regenerative system

터로 대체하여 수행한다.

2.4 입 · 출력 운동에너지 해석

차량의 실차 조건을 부여하여 주행시험을 구현하는 시험장비로서 다이나모메타와 플라이휠을 이용한 섀시다이나모메타(chassis dynamometer)가 있다. 이 장비에서 운동에너지는 관성질량과 회전속도를 이용한다. 본 연구에서는 에너지 회생시스템에 관심이 있기 때문에 유압펌프/모터에서 입·출력되는 운동에너지를 산출한다.

유압펌프/모터에서 운동에너지를 구하려면 회전속도와 관성질량이 필요하다. 회전수는 측정이 가능하므로 관성질량만 구하면 된다. 유압펌프/모터에서의 관성질량은 시험장비에서 플라이휠, 변속기, 엑슬, 증속기 등의 회전하는 구성부품들의 관성질량의 조합이 된다. 그리고 시험장비의 기계적 손실에 해당되는 내부저항도 관성질량으로 환산하여 합산된다. 이러한 관성질량들은 산출하기 힘들기 때문에 가속 및 감속시험을 통하여 유압펌프/모터에서 회전수와 입·출력 토오크를 측정하고 식 (5)를 이용하면 순간 관성질량이 구해질 수 있다. 식 (5)에서 얻어진 순간 관성질량은 주변의 외란이나 장비의 진동 등에 의하여 속도 영역별로 약간 상이한 값들을 가지므로 식 (6)에서 순간 관성질량을 평균하여 유압펌프/모터에서의 관성질량(I_m)으로 사용한다.

$$w = \frac{2\pi N}{60} \tag{4}$$

$$I_j = 9.806\,T\left|\frac{\Delta t}{\Delta w_j}\right| \tag{5}$$

$$I_m = \frac{1}{n-1}\sum_{j=1}^{n-1} I_j \tag{6}$$

운동에너지는 유압에너지 축적 시 유압펌프의 구동 에너지와 유압에너지 방출시 유압모터의 출력 에너지로 분류되며 식 (7)이 적용된다.

$$E_k = \frac{I_m w^2}{2 \times 9.806} \tag{7}$$

3. 시험장비

3.1 시험장비 구성

시험장비는 국내 시내버스의 실차 시험조건을 부여하기 위하여 CITY540(현대자동차)과 BS106(대우자동차)의 제원을 참고로 하여 Table 1로 결정하였다. 결정된 제원을 기준으로 하여 시험장비에 구성되는 요소부품들을 설계하였다.

Table 1 Design specification of the test equipment

Item	Unit	Specification
Vehicle mass	kg	12,000
Engine power	HP	280
Engine torque	kgf-m	115
Vehicle speed	km/hr	110
Vehicle tire diameter	m	1.016
Axle speed	RPM	574

시험장비는 Fig. 7에서와 같이 디젤엔진, 자동변속기, 클러치, 플라이휠, 엑슬(axle), 증속기, 그리고 에너지 회생시스템으로 구성된다. 에너지 회생시스템은 엑슬의 후 축에 연결되어 있고 증속기는 플라이휠의 관성질량을 줄이기 위하여 사용된다.

본 시험장비에서 플라이휠은 차량의 관성질량을 표현하는 중요한 구성부품이기 때문에 다음의 절차에 의하여 설계된다. 먼저 차량의 관성질량은 식 (8)에 의하여 구해질 수 있다.

$$I_v = W\left(\frac{D}{2}\right)^2 \tag{8}$$

식 (8)에서 구해진 차량의 관성질량은 3,000kg-m^2

Fig. 7 Photo of the test equipment

으로서 너무 크기 때문에 식 (9)을 이용하여 관성질량을 줄였다. 기어비를 5로 설정하고 플라이휠을 120kg-m^{2}으로 설계하였다.

$$I_f = \frac{I_v}{r^2} \tag{9}$$

이때, 플라이휠과 차량속도의 관계식은 식 (10)으로 표현된다.

$$N_f = \frac{1,000\,Vr}{60\pi D} \tag{10}$$

3.2 시험방법

본 연구에서는 에너지 축적효율, 에너지 회생효율, 그리고 회생시스템의 응답성능에 대한 시험을 수행하였다. 그리고 에너지회생시스템을 사용하였을 때와 사용하지 않았을 때 연비 및 배기가스에 대한 비교시험도 수행하였다.

에너지 축적효율에 대한 시험방법은;

차량의 정속 주행속도를 유지한 후, 클러치를 분리하고 차량이 주어진 감속도을 유지하도록 유압펌프의 배제용적을 제어한다. 차량의 감속도와 유압펌프의 토오크에 대한 관계식은 식 (11)으로 나타낼 수 있고 유압펌프의 토오크와 배제용적에 대한 관계식은 식 (12)로 표현된다. 에너지를 축적하는 동안 축압기의 압력은 증가하므로 식 (12)에 의하면 유압펌프의 배제용적은 점진적으로 감소하게 된다.

$$T = \frac{I_m}{9.806}\frac{\Delta w}{\Delta t} \tag{11}$$

$$T = \frac{\Delta PV_{th}}{200\pi\eta_m} \tag{12}$$

에너지 회생효율에 대한 시험방법은;

클러치를 분리하고 축압기에 축적된 유압에너지로 유압모터를 이용하여 시험차량이 주어진 가속도를 유지하도록 유압모터의 배제용적을 제어한다. 주어진 가속도를 유지하기 위해서는 축압기의 압력이 점진적으로 감소하므로 유압모터의 토오크와 배제용적에 대한 관계식 (13)에 의하면 유압모터의 사판은 점진적으로 증가하여야 한다.

$$T = \frac{\Delta PV_{th}\eta_m}{200\pi} \tag{13}$$

회생시스템의 응답특성에 대한 시험방법은;

유압모터의 출력축을 시험장비로부터 분리한 후 축압기에 축적된 유압에너지를 자유롭게 방출하였을 때 유압모터의 출력회전수를 측정하여 응답특성을 분석한다.

연비 및 배기가스에 대한 시험방법은;

축압기에 유압에너지가 축적된 상태에서 엔진과 유압모터를 이용하여 시험차량이 일정한 가속도를 유지하도록 엔진의 스로틀과 유압모터의 배제용적을 제어한다. 이때 엔진에서 소모되는 연료 소비량과 배출되는 배출가스를 측정한다. 그리고 유압모터의 입력 축을 분리한 후 엔진만을 이용하여 동일한 시험을 수행한다. 두 가지의 시험으로부터 연비와 배출가스를 비교한다.

4. 시험결과 분석

시내버스에 탑재되는 유압식 에너지 회생시스템을 시험장비에 설치하여 에너지 축적효율, 에너지 회생효율, 회생시스템의 응답특성, 연비, 그리고 배출가스 등의 시험을 수행하였다.

Fig. 8은 75km/hr 차량 속도에서 유압펌프로 제동하였을 때 운동에너지가 유압에너지로 변환되는 과정을 보여주고 있다. 약 250,000kgf-m의 운동에너지가 약 100,000kgf-m의 유압에너지로 변환되어 에너지 축적효율이 약 40%가 된다.

Fig. 8의 시험결과를 분석하면 다음과 같은 세 가지의 내용을 확인할 수 있다.

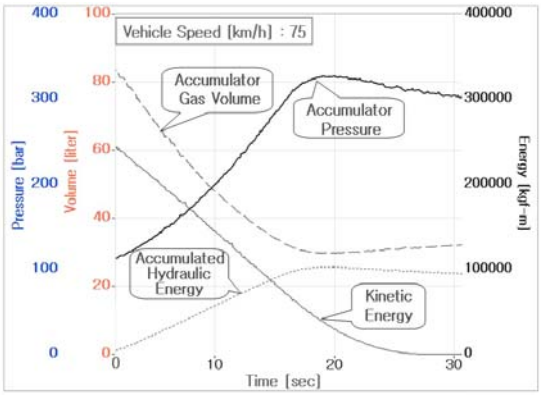


Fig. 8 Test results of the energy accumulation

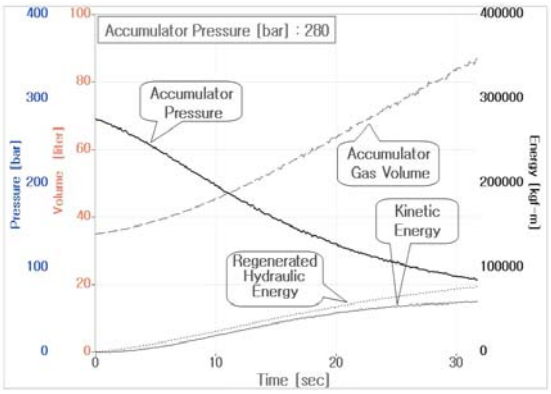


Fig. 9 Test results of the energy regeneration

첫째, 유압펌프에서 식 (7)을 이용하여 얻어진 초기 운동에너지는 약 250,000kgf-m이다. 반면에 차량에 상당하는 120kg-㎡인 플라이휠에서 식 (10)을 이용하여 얻어진 운동에너지는 약 257,000kgf-m이 된다. 약 2.7%의 오차가 발생하는데 이것은 시험장비에서 발생되는 에너지손실이 된다.

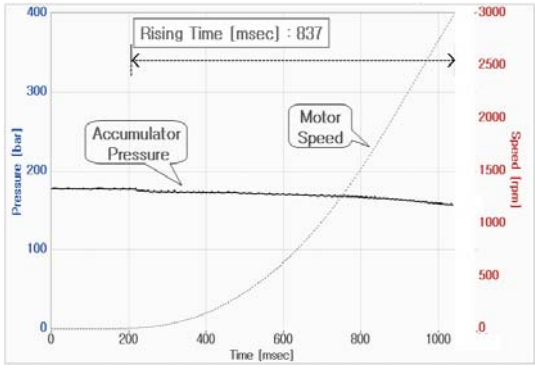
둘째, 시스템의 설정압력을 320bar로 하였기 때문에 약 17초가 경과하였을 때 운동에너지는 약 50,000kgf-m 정도 남아있지만 축압기에는 더 이상 유압에너지가 저장되지 않음을 알 수 있다.

셋째, 시간이 경과함에 따라 축압기의 압력은 밸브들의 내부누유로 인하여 감소하는 현상이 발생되고 있다. 내부누유가 적은 밸브들로 교체하면 이러한 현상을 많이 줄일 수 있다.

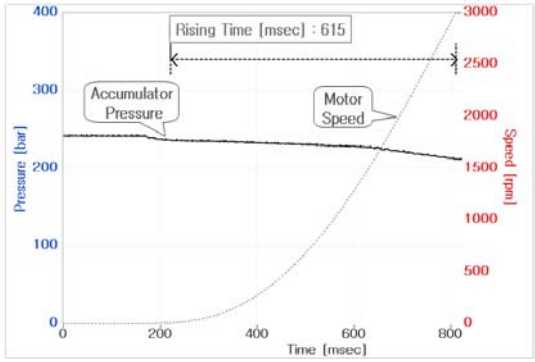
Fig. 9는 초기압력이 280bar인 축압기와 유압모터로 차량을 구동하였을 때, 유압에너지가 운동에너지로 변환되는 시험결과를 보여주고 있다. 약 80,000kgf-m의 유압에너지는 약 60,000kgf-m의 운동에너지로 변환되어 에너지 회생효율이 약 75%가 되고 있다.

Fig. 8과 9의 시험결과로부터 운동에너지가 유압에너지로 변환되어 축적되었다가 다시 운동에너지로 회생되는 전체 에너지 회생효율은 약 30%가 됨을 알 수 있다.

Fig. 10은 에너지 회생시스템의 응답특성을 분석하기 위한 시험이다. 축압기에서 유압에너지를 자유롭게 방출하였을 때 유압모터가 정상속도까지 상승하는데 걸리는 오름시간(rising time)이 차량의 감속 또는 가속에 필요한 시간보다 느리면 회생시스템을 사용할 수 없다. 유압모터의 오름시간은 차량



(a) Intial pressure 180bar



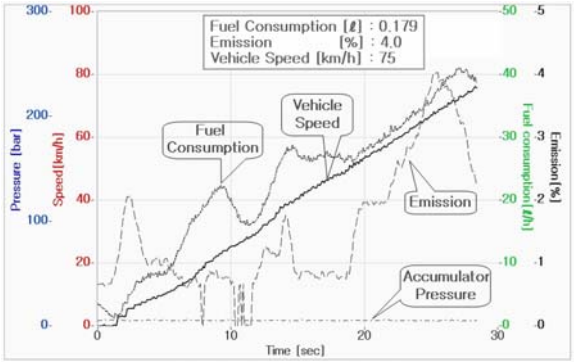
(b) Intial pressure 240bar

Fig. 10 Test results for response time of the energy regenerative system

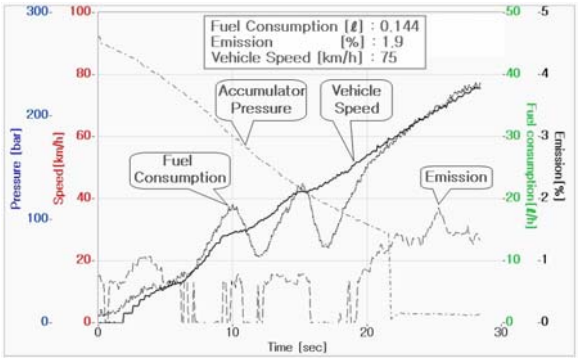
의 최대속도에 상당하는 회전수 3,000rpm까지 상승하는데 걸리는 시간이 축압기의 압력이 180bar, 240bar일 때 각각 837ms, 615ms로 압력이 클수록 짧아짐을 알 수 있다.

차량의 가속도 또는 감속도가 2.5㎨ 이내에서는 탑승자가 편안함을 느낀다고 보고 된 바 있다.[8] 차량을 2.5㎨ 가속도로 110km/h까지 상승시킨다면 소요시간이 약 12초가 된다. 에너지 회생시스템은 오름시간이 1초 이내로서 차량의 가속시간보다 10배 이상 빠르므로 응답특성이 충분히 만족스럽다.

Fig. 11은 에너지 회생시스템을 사용하지 않았을 때와 사용하였을 때 동일한 0.7㎨의 가속조건으로 차량의 속도를 75km/hr까지 상승시켰을 때 엔진의 연료소모량과 배출가스를 시험한 결과이다. 회생시스템을 사용하면 연료소모량이 20% 절감되어 연비는 약 25% 상승하고 배출가스는 최대치가 약 53% 감소함을 확인할 수 있다.



(a) no using energy regenerative system



(b) using energy regenerative system

Fig. 11 Test results for the emission and the fuel efficiency

5. 결 론

본 연구에서는 차량 제동 시 차량의 운동에너지를 유압에너지로 변환하여 에너지를 축적하였다가 발진 및 가속 시 축적된 에너지를 재사용할 수 있는 에너지 회생시스템을 개발하였다. 축압기는 축적된 에너지를 인식할 수 있도록 압력센서와 변위센서를 내장하고 있으며 내구성 및 에너지 축적량을 높이기 위하여 피스톤 형식으로 제작되었다.

본 회생시스템은 75km/hr의 차량속도에서 제동 시 에너지 축적효율이 40%가 되고 가속 시 회생효율은 75%가 되어 축적 후 재생까지 전체 회생효율이 30%가 됨을 실험을 통하여 확인하였다. 그리고 차량제어에서 요구하는 응답특성이 우수함을 확인하였다.

본 회생시스템은 0.7㎨의 가속조건으로 차량을 구동하였을 때 사용전과 비교하면 연비를 약 25% 상승시키고 배출가스를 약 53% 감소시킨다.

에너지 회생시스템은 연비를 상승시키고 배출가스를 현저히 감소시킬 수 있으나 설치에 따른 경제적 부담이 커 현재는 실용화가 다소 어렵다고 판단되지만 향후 배출가스에 대한 규제가 강화되거나 고유가 시대가 도래하면 실용화에 대한 관심이 집중될 것이다.

References

1) Y. J. Lee, G. C. Kim and Y. D. Pyo, “The Influence of Operating Conditions on Fuel Economy of the Hybrid Electric Vehicle,” Transactions of KSAE, Vol.13, No.3, pp.35-40, 2005.
2) Y. Shida, M. Kanda, K. Ohta, S. Furata and J. Ishii, “Development of Inverter and Power Capacitors for Mild Hybrid Vehicle(MHV)-Toyata ‘Crown’,” Int. J. Automotive Technology, Vol.4, No.1, pp.41-45, 2003.
3) S. Nakamura, “Development of a Low-emission Diesel-hydraulic Hybrid Bus,” Jidousya Gijyutsu, Vol.49, pp.53-58, 1995.
4) T. Shima, “Development of Diesel-Hydraulic Hybrid Bus,” Jidousya Gijyutsu, Vol.50, No.9, pp.30-35, 1996.

5) S. R. Lee “Development of a Simulator of Vehicle Equipped with Mechanical Transmission and Hydraulic Accumulator Type-Braking Energy Regeneration System,” Transactions of KSAE, Vol.12, No.5 pp.180-186, 2004.
6) Y. R. Cho, B. S. Oh, K. K. Ahn, S. Y. Yang and B. R. Lee, “A Study on the Energy Saving of Hydraulic Control System using Variable Hydraulic Displacement Pump/Motor,” KSPE, pp.239-244, 2003.
7) Y. R. Cho, S. Y. Yang and B. R. Lee, “Energy Saving Hydraulic Control System using Hydraulic Pump/Motor,” ICCAS, pp.995-999, 2002.
8) K. S. Yi and J. T. Chung, “Nonlinear Brake Control for Vehicle CW/CA Systems,” ASME Transactions on Mechatronics, Vol.6, No.1, March 2001.
9) H. S. Jeong and H. E. Kim, “On the Instantaneous and Average Piston Friction of Swash Plate Hydraulic Axial Piston Machines,” KSME Int. J., Vol.18, No.10, 2004.
10) A. Akers and S. J. Lin, “Optimal Control Theory Applied to a Pump with Single-stage Electro-hydraulic Servo-valves,” ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.110, No.2, pp.120-125, 1988.
11) N. D. Manring and R. Johnson, “Modeling and Designing a Variable Displacement Open-loop Pump,” ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.118, pp.267-271, 1996.