

유압 축압기식 제동에너지 회생시스템을 장착한 기계식 변속기 차량의 모의시험기 개발

이 성 래*

건양대학교 기계공학과

Development of a Simulator of Vehicle Equipped with Mechanical Transmission and Hydraulic Accumulator Type-Braking Energy Regeneration System

Seong-Rae Lee*

Department of Mechanical Engineering, Konyang University, Chungnam 320-711, Korea
(Received 20 May 2004 / Accepted 16 August 2004)

Abstract : The simulator of a vehicle equipped with mechanical transmission and hydraulic accumulator type-braking energy regeneration system is developed using a PC. The simulator receives the shift lever position, the accelerator pedal angle and the brake pedal angle generated by the operator using the keyboard, updates the state variables of the energy regeneration system responding to the input signals, and draws the moving pictures of the accumulator piston and pump/motor plate angle every drawing time on the PC monitor. Also, the operator can observe the shift lever position, the accel pedal angle, brake pedal angle, pressures of accumulators, vehicle speed, hydraulic torque, engine torque and air brake torque representing the operation of braking energy regeneration system through the PC monitor every drawing time. The simulator can be a very useful tool to design and improve the braking energy regeneration system.

Key words : Hydraulic accumulator type(유압축압기식), Braking energy regeneration system(제동에너지 회생시스템), Mechanical transmission(기계식 변속기), Simulator(모의시험기)

1. 서론

자동차 수의 증가에 따라 대기오염이 심각해지고 석유자원의 고갈에 따른 연료비의 상승에 따라 자동차 업계에서는 배기가스를 줄이고 연료효율을 향상시킬 수 있는 제동에너지 회생시스템의 개발에 지속적인 투자를 하고 있다. 제동에너지 회생시스템의 원리는 차량의 제동시 차량의 운동에너지를 축적했다가 차량의 가속시에 재사용하는 것이며 차

량 운동에너지의 축적장치로서는 관성휠, 유압축압기, 전기축전지의 세 종류가 있으나 도시버스의 경우에는 유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 많이 적용하고 있다.¹⁻⁵⁾ 유압축압기식 제동에너지 회생시스템은 기계식 변속기를 장착한 차량이나 정유압식 변속기를 장착한 차량에 모두 적용할 수 있으나 그 작동원리는 매우 다르다.⁵⁻⁷⁾ 본 논문에서는 유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 적용한 기계식 변속기 차량의 초기개발 단계에서 시행착오를 최소화시키는데 도움이 될 수 있도록 유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 장착한 기계식 변속기 차

*To whom correspondence should be addressed.
srlee@konyang.ac.kr

량을 모의실험할 수 있는 모의시험기의 개발과정을 다루고 있다.

2. 기계식 변속기 차량에 적용된 유압축압기식 제동 에너지 회생시스템의 수학적 모델

Fig. 1에 기계식 변속기 차량에 적용된 유압 축압기식 제동에너지 회생시스템의 유압회로도가 나타나 있다. 제동에너지 회생시스템과 엔진은 차량의 구동축에 병렬로 연결되어 있다. 주행 중인 차량이 감속될 때는 일반적인 공압브레이크를 사용하는 대신 유압펌프/모터의 사판각을 적절히 제어하여 차량의 제동에너지가 고압축압기의 유압에너지로 변환되도록 한다. 물론 유압장치에 의한 제동력이 부족할 때는 일반 공압브레이크로써 제동력을 보충해 주어야 한다. 반대로 차량이 정지상태에서 가속할 때는 고압축압기에서 유출된 작동유가 유압펌프/모터를 회전시켜 차량을 가속시킨다. 물론 유압장치에 의한 가속력이 충분하지 못할 경우에는 엔진으로써 가속력을 보충해주어야 한다.

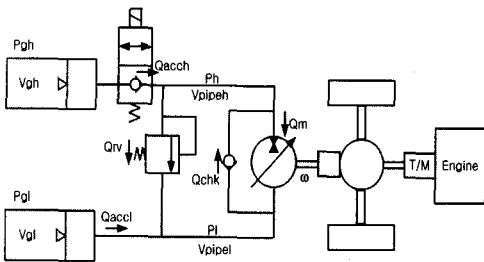


Fig. 1 Hydraulic circuit of braking energy regeneration system of vehicle equipped with mechanical transmission

2.1 제어기

제어기의 알고리즘은 가장 중요하지만 잘 알려지지 않아 시행착오에 의해 점진적으로 개발해야 할 과제이다. 제어기의 입력신호는 제동페달각, 가속페달각, 변속레버위치, 브레이크 공기압, 축압기압력, 펌프/모터 사판각, 변속기 기어위치, 엔진회전속도 등이며 제어기의 출력신호는 브레이크 공기압제어, 펌프/모터 사판각 제어, 유압장치 밸브제어, 변속기 변속제어, 클러치 제어, 연료분사량 제어 등이다. 아직까지 제어 알고리즘이 확정되지 않은 상태

이나 다음과 같은 알고리즘을 적용하였다.

- 1) 운전자가 밟은 브레이크의 페달각을 참고하여 우선적으로 펌프/모터가 담당할 제동토크량을 구하고 유압장치에 의한 제동토크가 충분하지 못한 경우에는 일반 공압브레이크가 담당할 제동토크량을 산출한다. 기준 총 제동토크는 $100 N \cdot m / \text{deg} \times \text{브레이크 페달각}(\text{deg})$ 이며 최대값은 $1500 N \cdot m$ (펌프/모터 회전축 기준)를 초과하지 않는다.
- 2) 운전자가 밟은 가속 페달각을 참고하여 펌프/모터가 담당할 가속토크량을 구하고 유압장치에 의한 가속토크가 충분하지 못한 경우에는 엔진이 담당할 가속토크량을 산출한다. 기준 총 가속토크는 $100 N \cdot m / \text{deg} \times \text{가속 페달각}(\text{deg})$ 이며 최대값은 $1500 N \cdot m$ (펌프/모터 회전축 기준)를 초과하지 않는다.
- 3) 유압회로 내의 유압차단밸브는 가속페달각도가 0보다 크면 열리게 하고 그렇지 않으면 닫히게 한다.
- 4) 운전자가 변속레버(D,2,L,N,R)를 조작하면 변속레버에 대응되는 변속기의 기어위치로 기어를 이동시키도록 명령신호를 출력시킨다.
- 5) 레버의 위치가 중립일 때만 클러치를 OFF 시키는 명령을 출력시킨다. 레버의 위치가 중립이 아니면 클러치를 ON시키는 명령을 출력시킨다.

2.2 유압장치

유압장치는 고압축압기, 차단밸브, 가변펌프/모터, 저압축압기, 릴리프밸브, 체크밸브 등으로 구성되어 있다.

고압축압기는 유압에너지를 저장하는데 사용되며 축압기 내의 기체부피는 연속방정식에 의해 구할 수 있으며 일단 축압기 내의 기체부피를 알면 이상기체 법칙(단열변화)에 의해 축압기 압력을 구할 수 있다.

$$V_{gH} = V_{gHi} + \int_0^t Q_{accH} dt \quad (1)$$

$$P_{gH} = P_{gHi} \times \left(\frac{V_{gHi}}{V_{gH}} \right)^{1.9} \quad (2)$$

- P_{gH} : 고압축압기 내의 가스압력
- P_{gHi} : 고압축압기 내의 가스압력의 초기값
- V_{gH} : 고압축압기 내의 가스부피
- V_{gHi} : 고압축압기 내의 가스부피의 초기값
- Q_{accH} : 고압축압기에서 노즐을 통해 고압배관으로 흐르는 유량

고압축압기에서 차단밸브를 통하여 유출되는 유량은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{accH} = C_{shut} \sqrt{P_{accH} - P_H} \quad \text{if } P_{accH} \geq P_H \quad (3)$$

$$Q_{accH} = -C_{shut} \sqrt{P_H - P_{accH}} \quad \text{if } P_{accH} < P_H$$

펌프/모터는 차축에 연결되어 있으며 차량을 가속시키거나 감속시키는 역할을 한다. 펌프/모터의 배제용적은 사판각에 비례하며 펌프/모터 사판각이 양이면 유량은 고압축압기측에서 저압축압기측으로 흐르며 펌프/모터는 모터의 역할(차량구동)을 한다. 사판각이 음이면 유량은 저압축압기측에서 고압축압기측으로 흐르며 펌프/모터는 펌프의 역할(차량제동)을 한다. 펌프/모터의 유량 및 토크는 식 (4)와 식 (5)로 표현된다. 펌프/모터의 배제용적은 제동페달각이나 가속페달각에 비례하는 제동토크나 가속토크를 낼 수 있도록 제어된다.

$$Q_{pm} = D_{pm} \omega_{pm} \quad (4)$$

$$T_{pm} = D_{pm} (P_H - P_L) \quad (5)$$

- D_{pm} : 가변 펌프/모터의 배제용적
 - ω_{pm} : 가변 펌프/모터의 회전각속도
 - P_H : 고압축 배관 내의 작동유압력
 - P_L : 저압축 배관 내의 작동유압력
- 고압축 파이프에서의 압력은 다음의 연속방정식에 의해 구할 수 있다.⁸⁾

$$\frac{dP_H}{dt} = \frac{\beta [Q_{accH} + Q_{chk} - Q_{pm} - Q_{rv}]}{V_{pipeH}} \quad (6)$$

- β : 작동유 체적탄성계수
- Q_{chk} : 체크밸브 통과유량
- Q_{pm} : 고압배관에서 저압배관으로 흐르는 펌프/모터 유량
- Q_{rv} : 릴리프 밸브를 통과하는 유량
- V_{pipeH} : 고압축 배관 내의 작동유 부피

저압축 배관에서는 저압축압기 압력과 저압축 배관압력이 같다고 가정한다. 저압축압기 내의 기체 부피와 압력은 고압축압기 내의 기체부피와 압력을 구하는 방식과 같은 방법으로 구할 수 있다.

$$V_{gL} = V_{gLi} + \int_0^t Q_{accL} dt \quad (7)$$

$$P_{gL} = P_{gLi} \times \left(\frac{V_{gLi}}{V_{gL}} \right)^{1.4} \quad (8)$$

- P_{gL} : 저압축압기 내의 가스압력
- P_{gLi} : 저압축압기 내의 가스압력의 초기값
- V_{gL} : 저압축압기 내의 가스부피
- V_{gLi} : 저압축압기 내의 가스부피의 초기값
- Q_{accL} : 저압축압기에서 노즐을 통해 저압배관으로 흐르는 유량

저압축압기에서 유출되는 유량은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{accL} = Q_{chk} - Q_{pm} - Q_{rv} \quad (9)$$

2.3 엔진, 변속기

편의상 엔진의 동특성을 무시한다. 그리고 엔진 구동토크(펌프/모터 회전축 기준)는 기준 엔진구동토크(펌프/모터 회전축 기준)와 같다고 가정한다. 그러나 클러치가 OFF이거나 가속페달각이 0이면 엔진구동토크는 0이 된다.

엔진의 회전속도는 펌프/모터의 회전속도를 참고하여 구하되 변속기의 기어위치를 고려하여 구한다. 단 엔진의 최소속도는 아이들링 속도로 한다. 변속기 기어위치가 중립이면 엔진의 회전속도는 아이들링 속도로 한다.

변속기의 동특성은 무시한다. 그러면 변속기 기어위치는 변속기 기어위치 제어신호와 동일하다.

2.4 브레이크

유압장치에 의한 제동토크가 충분하지 못한 경우에는 일반 공압브레이크가 담당할 제동토크량을 산출하고 이에 해당하는 공압브레이크밸브 제어신호를 구한다. 일반 공압브레이크의 제동토크는 브레이크 회로 내의 공기압에 비례한다고 가정한다. 브레이크 회로 내의 공기차단밸브와 공기배기밸브의

제어신호에 따라 공기가 유입되거나 유출되며 연속 방정식에 의해 브레이크 회로 내의 공기압이 결정된다.

2.5 차량

차량의 운동방정식은 편의상 펌프/모터 회전축을 기준으로 하여 구한다. 차량을 구동시키는 토크는 엔진에 의해 발생하며 일부는 유압펌프/모터가 모터로서 작동할 때 발생한다. 차량의 제동은 유압펌프/모터가 펌프로서 작동할 때 일부 발생하고 나머지 제동은 공압브레이크에 의해서 발생한다.

$$(I_{pm} + I_{veh,pm}) \frac{d\omega_{pm}}{dt} + b_{pm} \omega_{pm} = T_{eng_pm} + T_{hyd_pm} - T_{air_brake,pm} - T_{f,pm} \text{sign}(\omega_{pm}) \quad (10)$$

I_{pm} : 가변 유압펌프/모터의 회전관성

$I_{veh,pm}$: 차량의 등가관성(펌프/모터축 기준)

b_{pm} : 차량의 등가점성마찰토크(펌프/모터축 기준)

T_{eng_pm} : 엔진에 의해 차량을 구동시키는 토크(펌프/모터축 기준)

T_{hyd_pm} : 가변 펌프/모터에 의해 차량을 구동시키거나 제동시키는 토크(펌프/모터축 기준)
양수이면 구동, 음수이면 제동

$T_{air_brake,pm}$: 공압브레이크에 의한 제동토크(펌프/모터축 기준)

$T_{f,pm}$: 차량의 등가 쿨롱마찰토크(펌프/모터축 기준)

3. 모의시험기의 구성

유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 장착한 기계식 변속기 차량의 모의시험기는 Fig. 2에 나타난 것처럼 PC 1대와 키보드로 구성된다. Fig. 2에 나타난 여러개의 S/W 모듈은 C-언어로 프로그램된 함수를 의미한다. 적분 알고리즘으로서 Fixed Step Runge-Kutta 4th order method9)를 채택하였다. 모의시험기의 입력신호는 키보드에 의해 입력되며 'A' 키는 한번 누를 때마다 가속페달각을 1도씩 증가시키며 'S'키는 한번 누를 때마다 가속페달각을 1도씩 감소시킨다. 마찬가지로 'B'키와 'N'키는 한번 누를 때마다 제동페달각을 1도씩 증가시킨다. '1'키를 누

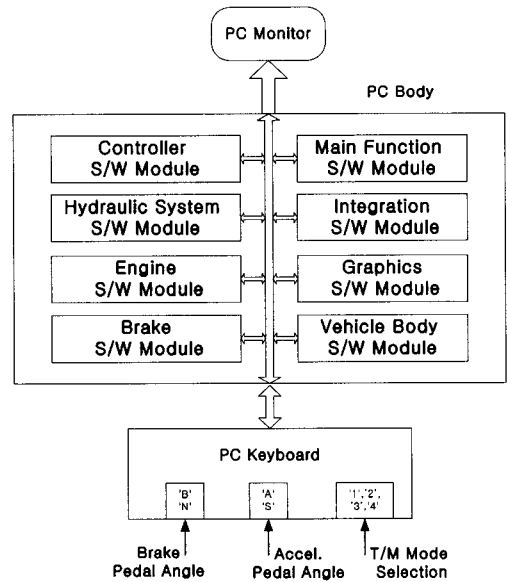


Fig. 2 Structure of simulator

르면 자동변속기의 Drive모드가 선택되며 '2'키를 누르면 2단모드가, '3'키를 누르면 L모드가, '4'키를 누르면 중립모드가 선택된다.

4. 모의시험기에 의한 모의실험 결과

Fig. 3은 PC 화면에 나타난 모의시험기의 실시간 작동상태를 보여주고 있다. 모의시험기의 운전자가 변속기, 가속페달, 제동페달을 작동시키면 즉시 PC 화면 좌측에 변속기모드, 가속페달각, 제동페달각의 수치를 나타낸다. 아울러 고압축압기 압력, 저압축압기 압력, 타이어회전속도, 엔진회전속도, 펌프/모터사판각도, 펌프/모터 회전속도, 엔진토크, 펌프/모터에 의해 발생된 토크, 공압브레이크 제동토크(펌프/모터축 기준), 차량속도 등의 수치가 화면에 나타난다. 그리고 모의시험기의 운전자가 차량속도의 변화를 쉽게 감지하여 가속페달이나 제동페달을 작동시킬 수 있도록 차량속도 그래프를 화면의 우측하단에 나타냈다.

Fig. 4부터 Fig. 8까지는 모의시험기를 작동시켜 얻은 데이터를 그래프로 나타낸 것이다. 모의시험기에 사용된 중요한 상수값은 Table 1과 같다.

Fig. 4의 상단은 가속페달각을 나타내며 Fig. 4의 하단은 브레이크페달각을 나타낸다. 12.2초에서

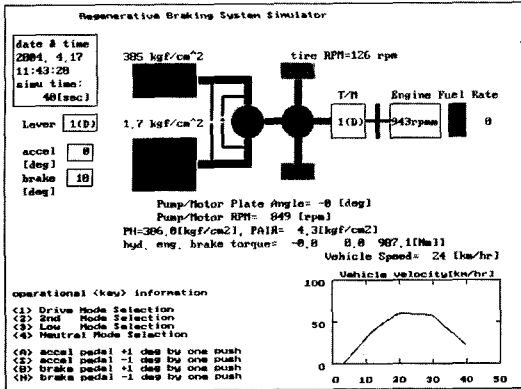


Fig. 3 Operation status of simulator displayed on PC monitor

Table 1 Simulator parameters

Parameter name	Parameter value
Integral time interval	0.0005 s
Display time interval	0.1 s
Vehicle mass	13000 kg
Tire radius	0.5 m
Transmission gear reduction ratio	1.5 for D-stage 3.0 for 2-stage 5.0 for L-stage
Pump/motor to tire gear reduction ratio	1.35 × 5.0
Vehicle inertia referring to pump/motor axis	71.33 kg · m ²
Pump/motr inertia	10 kg · m ²
Equivalent coulomb friction torque of vehicle referring to pump/motor axis	94.4 N·m
Max. driving torque referring to pump/motor axis	1500 N·m
Max. braking torque referring to pump/motor axis	1500 N·m
Max. pump/moter displacement	250 cc/rev
Cracking pressure of relief valve	390 kg _f /cm ²
Min. pressure of high pressure accumulator	190.8 kg _f /cm ²
Max. gas volume of high pressure accumulator	90 × 10 ⁻³ m ³

33.6초까지가 첫 번째 가속구간, 37.0초에서 52.3초까지가 첫 번째 제동구간, 55.0초에서 72.8초까지가 두 번째 가속구간, 78.1초에서 91.2초까지가 두 번째 제동구간임을 Fig. 4에서 알 수 있다. 가속페달각이 15도일 때 펌프/모터 회전축을 기준으로 최대등가 구동토크 1500 Nm가 발생하며 마찬가지로 제동페

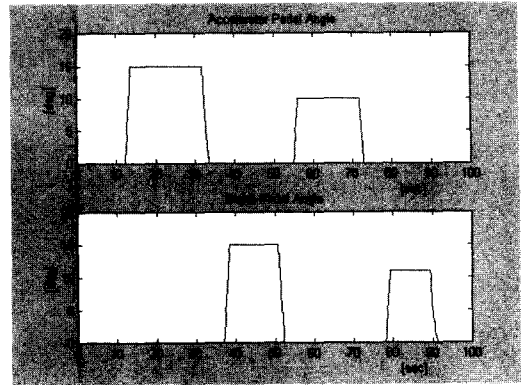


Fig. 4 (a) Accel. pedal angle (b) Brake pedal angle

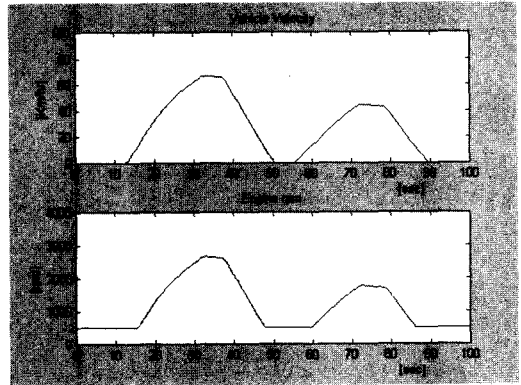


Fig. 5 (a) Vehicle velocity (b) Engine rpm

달각이 15도일 때 펌프/모터 회전축을 기준으로 최대등가제동토크 1500 Nm가 발생한다. 펌프/모터 회전축을 기준으로 한 등가 구동토크나 제동토크 1500 Nm는 대략적으로 차량가속도나 차량감속도 1.3 m/s²를 발생시킨다. 여기서 펌프/모터 회전축에 작용하는 토크 1500 Nm는 차량 타이어 끝에 총 1724 kgf의 힘이 작용하는 것과 동일하다.

Fig. 5의 상단은 차량속도를 나타내며 첫 번째 가속에서 차량은 66.7 km/hr까지 가속되며 두 번째 가속에서 차량은 44.5 km/hr까지 가속되었다. Fig. 5의 하단은 엔진회전속도를 나타내며 엔진회전속도는 차량속도에 비례한다.

Fig. 6의 상단은 고압축압기압력을 나타내며 Fig. 6의 하단은 저압축압기압력을 나타낸다. Fig. 6에서 고압축압기압력은 최저압력인 190.8 kgf/cm²을 유지하다가 첫 번째 제동구간에서 차량의 운동에너지를 일부 흡수하여 최대압력 386.0 kgf/cm²까지 상승한

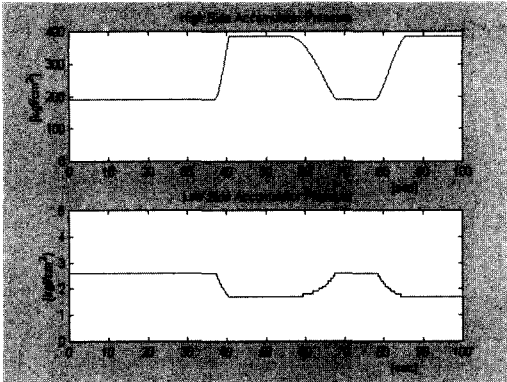


Fig. 6 (a) High-pressure accumulator pressure(real line), pipe pressure(dotted line) (b) Low-pressure accumulator pressure

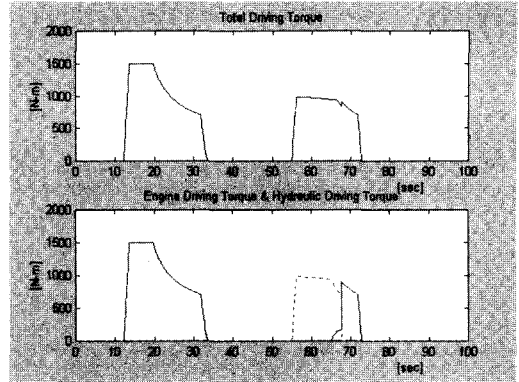


Fig. 7 (a) Total Driving Torque (b) Engine torque(solid line), Pump/motor driving torque(dotted line)

다. 두 번째 가속구간에서는 차량을 가속시키는데 축압기 저장에너지를 사용하기 때문에 축압기압력은 최저압력인 190.8 kgf/cm^2 로 떨어지고 두 번째 제동구간에서 다시 차량의 운동에너지를 일부 흡수하므로 축압기압력은 386.0 kgf/cm^2 까지 상승한다. 여기서 축압기의 저장에너지 감소량(증가량)과 차량의 운동에너지 증가량(감소량)은 각각 식 (11)과 식 (12)로 구할 수 있다.

$$E_{acc} = \frac{P_{gH1}V_{gH1} - P_{gH2}V_{gH2}}{(k-1)} \quad (11)$$

E_{acc} : 고압축압기의 저장에너지 변화량
 k : 이상기체의 단열과정지수

$$E_{veh} = \frac{1}{2} M_{veh2} \cdot v_{veh2}^2 - \frac{1}{2} M_{veh1} \cdot v_{veh1}^2 \quad (12)$$

E_{veh} : 차량 운동에너지 변화량
 M_{veh} : 차량 질량
 v_{veh} : 차량 속도

Fig. 7의 상단은 총 구동토크를 나타내며 Fig. 7의 하단은 엔진에 의한 구동토크(실선)와 펌프/모터에 의한 구동토크(점선)를 나타낸다. 총 구동토크는 가속페달각에 비례하므로 첫 번째 가속구간에서 1500 Nm 의 토크를 발생시켜야 한다. 그러나 최대출력이 175 kW 로 제한되므로 차량의 속도가 증가할수록 Fig. 7의 하단에 나타난 엔진의 구동토크가 작아짐을 알 수 있다. 첫 번째 가속구간에서는 축압기에 저장된 에너지가 없으므로 엔진에 의해서만 가속이

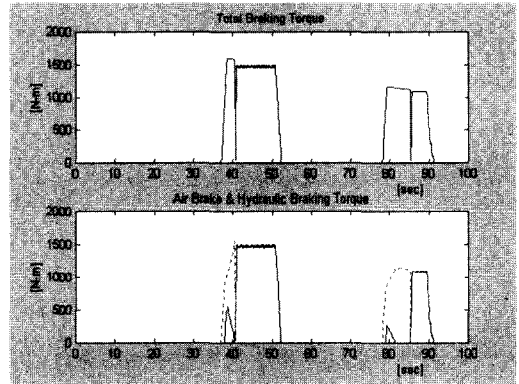


Fig. 8 (a) Total braking torque (b) Air brake braking torque(solid line), hydraulic braking torque(dotted line) (all referred to pump/motor axis)

이루어지며 두 번째 가속구간에서는 가속전반부에서는 축압기에 저장된 에너지에 의해 차량이 가속되며 가속 후반부에서는 엔진에 의해서 가속이 이루어진다.

Fig. 8의 상단은 총 제동토크를 나타내며 Fig. 8의 하단은 공압브레이크에 의한 제동토크(실선)와 펌프/모터에 의한 제동토크(점선)를 나타낸다. 첫 번째 제동구간의 초반부(37.0초 ~ 40.5초)에서는 펌프/모터에 의해서 제동이 이루어지고 제동구간의 후반부(40.5초 ~ 52.3초)에는 공압브레이크에 의해서 제동이 이루어진다는 것을 알 수 있다. 아울러 Fig. 6의 상단에서 펌프/모터에 의해서 제동이 이루어지는 제동구간의 초반부에서 축압기압력이 190.8 kgf/cm^2 에서 386.0 kgf/cm^2 까지 상승하는 것을 알 수 있다.

두 번째 제동구간의 초반부(78.1초~85.2초)에서는 펌프/모터에 의해서 제동이 이루어지고 제동구간의 후반부(85.2초~91.2초)에는 공압브레이크에 의해서 제동이 이루어진다.

여기서 최대축압기 압력이 386.0 kgf/cm^2 로 제한된 것은 유압시스템 회로를 보호하기 위한 것이며 제어기 알고리즘과 릴리프밸브로써 제한시킬 수 있다.

5. 결론

기계식 변속기 차량에 적용되는 유압축압기식 제동에너지 회생시스템의 초기개발단계에서 시행착오를 줄이는데 도움이 될 수 있도록 모의시험기를 개발하였다. 제동에너지 회생시스템의 모의시험기는 PC 1대로써 구성될 수 있으며 모의시험기를 사용하여 제동에너지 회생시스템의 작동 모습과 차량 속도, 엔진구동토크, 유압구동토크, 공압브레이크 제동토크, 유압제동토크, 고압축압기압력, 펌프/모터회전속도 등과 같은 중요한 수치를 PC 화면에서 실시간으로 관찰할 수 있었다.

화면에 나타나는 여러 변수들의 변화를 종합적으로 관찰함으로써 시스템이 잘 작동되는지를 파악할 수 있었으며 시스템의 최적 파라미터값이나 최적의 제어기 알고리즘을 구하는데 큰 도움이 될 수 있는 것으로 사료된다.

후 기

본 논문은 한국기계연구원에서 지원한 위탁 연구비로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

References

- 1) P. G. Buchwald, Christensen, H. Larsen, P. Sunn Pedersen(Technical Univ. of Denmark, Laboratory for Energetics), "Improvement of Citybus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion System-A Theoretical and Experimental Study," SAE 790305, 1979.
- 2) W. S. Heggie, A. S. Davies, "The Development and Testing of a Regenerative Diesel-Hydraulic Power Train for the Urban Bus," 7th International Fluid Power Symposium, England, 1986.
- 3) Hydro Bus with Stepless Transmission and Hydraulic Energy Recovery, Mannesmann Rexroth, pp.10-11, RIQ International Edition 4/1989.
- 4) Isuzu Motors, CHASSE, Clean Hybrid Assist System for Saving Energy, The 29th Tokyo Motor Show, 1991.10.
- 5) www.fibacanning.com, FIBA Canning Inc.
- 6) S. R. Lee, "Development of a Simulator of Vehicle Equipped with Hydrostatic Transmission and Hydraulic Accumulator Type-Braking Energy Regeneration System," Transactions of the KSAE, Vol.11, No.5, pp.119-126, 2003.
- 7) S. R. Lee, H. E. Kim, D. S. Jung, "Development of a Hydraulic Accumulator Type-Braking Energy Regeneration System Simulator," Proceedings of the KSME Chungcheong Division 2001 Spring Annual Meeting.
- 8) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons Inc., 1970.
- 9) J. L. Melsa, Computer Programs for Computational Assistance, McGraw-Hill Inc., 1970.