

〈논 문〉 SAE NO. 96370030

건설차량 주행용 동력 전달계의 실시간 시뮬레이터에 관한 연구

A Study on Real Time Simulator of Running Power Train for Construction Vehicle

이 일 영,* 김 진 원,** 윤 소 남,*** 양 경 옥****
I. Y. Lee, J. W. Kim, S. N. Yun, K. U. Yang

ABSTRACT

A real time simulator of running power train for a construction vehicle was developed. The simulator mainly consists of following two parts; (1) running power train part and (2) running load generation part. An optimal servo control algorithm was adopted for designing the multi-variable digital control system of the simulator. By experiments investigating response characteristics under step-wise variation or pre-determined scenario of target vehicle velocity and target load torque, it was verified that the simulator could reproduce physical situations at an actual vehicle with excellent similarity.

주요기술용어 : Simulator(모의 시험기), Transmission(변속장치), Multi-variable control(다변수제어), Optimal servo control(최적서보제어)

기 호 설 명

A_c : 차량의 길이 방향 투영 면적
 B : 점성 마찰 계수
 C_m : 유압모터에서의 누설계수
 D : 직경
 J : 관성모멘트

K_s : 밸브의 압력~유량 계수
 K_v : 밸브의 변위~유량 계수
 F_r : 바퀴의 구름 저항 계수
 K_r : 유압모터 토크 제어계의 게인 상수
 M : 질량
 P : 입력
 P_1, P_2 : 유압모터 입구 및 출구 압력
 Q_L : 부하 유량
 s : Laplace 연산자
 t : 시간
 T : 토크
 v_a : 방향변환밸브 입력 전압

* 정회원, 부산수산대 자동차공학과
** 부산수산대 대학원[현재 (주)텍스로스-세기]
*** 정회원, 부산수산대 대학원[현재 한국기계연구원]
**** 정회원, 부산수산대 대학원

- v_r : 압력제어밸브 입력 전압
- V_m : 유압모터 행정용적
- V_i : 유압모터 챔버내 체적(밸브와 관로 사이의 체적도 포함)
- β : 도로의 경사각
- β_0 : 기름의 체적탄성계수
- ϵ : 액슬부에서의 감속비
- ζ : 유압모터 토크 제어계의 감쇠계수
- ξ : 증속기에서의 증속비
- ρ : 재료의 밀도
- ω : 각속도
- ω_n : 유압모터 토크 제어계의 고유 진동수

하첨자

- c : 차량(car)을 지칭
- e : 유압모터 출력 축에서의 등가 수치(equivalent value)임을 지칭
- L : 부하(Load)를 지칭
- m : 유압 모터(motor)를 지칭
- t : 변속장치(transmission)를 지칭
- W : 차량의 바퀴(wheel)를 지칭
- f : 관성차(flywheel)를 지칭

1. 서론

차량에서 변속장치는 그것의 특성에 따라 연료 소비율, 변속시의 승차감, 운전자의 조작 편의성과 직접 관련이 되기 때문에 매우 중요시되는 부속 장치이다. 따라서 종래부터 변속장치의 특성 개선을 위하여 많은 연구가 이루어지고 있다.

변속장치에 관한 연구 수행시에 새로이 설계, 제작한 변속장치의 특성을 조사하는 방법으로는, 흔히 (1) 실제의 적용 대상 차량에 변속장치를 설치하여 도로상을 주행하면서 시험하는 방법, (2) 차량에 변속장치를 설치하지만 시험은 실험실내에서 바퀴 구동축에 다이내모미터(dynamometer) 등으로 적절히 부하를 가하면서 수행하는 방법이 사용되고 있다¹⁾. 이 중 (1)의 방법으로는 시험에 필요한 계측기기 및 분석기기의 설치 공간 확보가 어렵고, 재현성있는 시험이 곤란하며, (2)의 방법에서도 실제 차량에서와 유사

한 동적 주행부하의 발생이 어려운 문제점이 있다. (1), (2)의 방법이 갖는 결점을 해소하는 수단으로 변속장치 시험전용 차량주행 동력전달계 시뮬레이터를 제작하여 사용하는 방법이 검토되고 있지만^{2),3),4)} 동적 주행부하의 생성이 용이하지 않은 점, 제어계를 다변수(주행속도와 주행부하의 2변수) 제어계로 설계해야 하는 점 등의 기술적 어려움 때문에 아직 실용화되지 못하고 있는 것으로 알려져 있다.

본 연구에서는 유압굴삭기 등의 건설 차량에서 흔히 사용되는 HST(Hydro Static Transmission)와 기계식 변속기 직결 방식의 변속장치⁵⁾ 시험에 사용할 차량 주행용 동력 전달계 실시간 시뮬레이터를 개발하기로 한다.

본 연구에서 개발하는 시뮬레이터의 차량 주행 동력 전달용 유압 HST부분에서는 차속을 제어하는 수동식 제어밸브 대신에 비례전자 방향제어밸브를 사용한 것을 제외하고는 실차에서와 동일한 기기들을 사용하였으며, 주 펌프 구동용 원동기로는 실차 엔진과 거의 동일 출력을 갖는 전동기를 사용하였다. 차량이 도로상을 주행할 때 발생하는 주행부하의 모의에는 관성 부하 모의용의 관성차와 관성부하 이외의 부하를 모의하는 유압식 부하 발생 장치를 사용하였다.

시뮬레이터의 계측·제어부는 유압모터 회전수, 유압모터 출력 토크, 유압 회로내 각부의 압력을 계측하는 계측기와 유압모터 회전수 및 유압모터 토크의 제어에 필요한 기기들, 그리고 계측·제어용 퍼스널 컴퓨터 등으로 구성된다.

이 시뮬레이터가 실제 차량에서의 물리적 상황을 실제 상황에 매우 가깝게 모의해주는 제어계 설계를 위하여 주행용 동력 전달계 및 부하 발생계를 모델링하였으며, 궤적 서보 제어 설계법^{6),7)}을 사용하여 다변수 디지털 제어계로 설계하였다.

본 연구에서 설계, 제작한 실시간 시뮬레이터의 제어 성능을 확인할 목적으로 실험을 수행하였으며, 실험에서는 차속과 차량 주행부와 토크의 목표치를 계단상 혹은 임의의 변화 시나리오에 따라 변화시켰을 때의 본 시뮬레이터의 제어 특성을 조사하였다.

2. 시뮬레이터의 설계 및 제작

2.1 시뮬레이터 설계의 기본 구성

본 시뮬레이터는 크게 나누어 차량 주행용 동력 전달부와 주행 부하 발생부에 의하여 구성된다.

대상 차량의 주행용 동력 전달부는 HST부와 기계식 변속기가 직렬 연결된 형태이며⁹⁾, 본 시뮬레이터에서는 HST부의 차속 제어용 수동식 방향제어밸브 대신에 비례전자 방향제어밸브를 사용하는 것을 제외하고는 실차에서와 동일한 기기를 사용하기로 한다. 또 HST 구성 요소인 주유압펌프 구동용 원동기로는 실차 엔진의 출력과 거의 동일 출력을 갖는 전동기를 사용하기로 한다.

주행 부하 발생부에서는 실제 차량의 주행부하 가운데서 관성부하는 관성차를 사용하여 모의하고, 관성부하 이외의 모든 부하는 부하 발생용 유압펌프의 출구 유압을 비례전자 압력제어밸브를 사용하여 제어함으로써 모의하기로 한다. 주행부하 발생부를 이와 같이 2원화하여 설계하게 된 이유는, 관성 부하는 다른 부하에 비하여 시간적으로 매우 급격하게 변할 수 있는 부하이므로

로 관성부하까지를 포함한 전 부하를 유압 서보 제어만으로 모의하는 일은 본 연구에서와 같이 모형이 아닌 실물 크기의 장치를 대상으로 한 시뮬레이터에서는 매우 큰 용량의 부하용 유압펌프와 초고속 응답성을 갖는 유압 서보 밸브를 사용하더라도 결코 실현하기가 쉽지 않을 것으로 예상되기 때문이다.

2.2 시뮬레이터의 구성

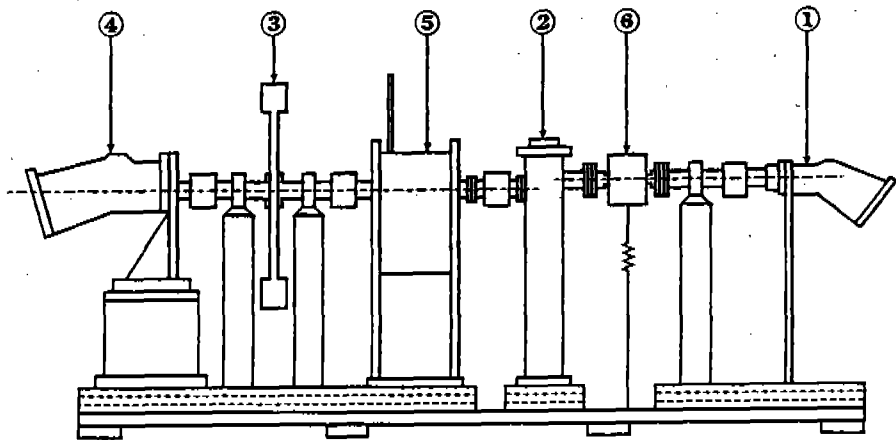
이 시뮬레이터는 크게 나누어 (1) 기계 구조물부, (2) 유압 회로부, (3) 계측·제어부로 구분된다.

(1) 기계 구조물부

Fig.1은 시뮬레이터의 기계 구조물부의 구성을 나타낸다. 변속장치 구동용 유압모터 ① 및 변속기 ②는 실차에서와 동일한 장치를 사용하였다. 변속장치 출력축에는 증속기 ⑤를 연결하였는데, 증속기를 사용하는 목적은 실제 차량에서와 동일한 크기의 관성 부하를 발생하면서도 관성차 ③의 크기를 비교적 작은 형상으로 제작할 수 있게 하기 위함이다.

(2) 유압 회로부

Fig.2의 윗부분은 본 시뮬레이터의 유압 회로를 나타낸다. 이 유압회로는 크게 나누어 차량



- ① driving motor ② transmission ③ flywheel
- ④ hydraulic pump for load generation ⑤ multiplying gear box
- ⑥ torque meter

Fig.1 Schematic diagram of the mechanical structure part of the simulator

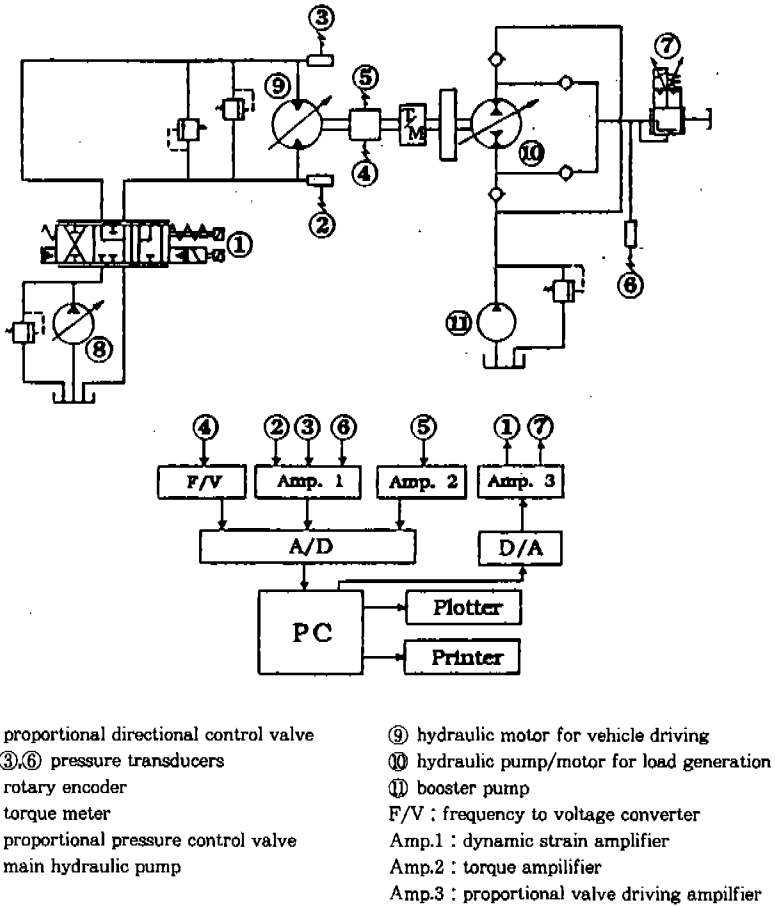


Fig.2 Hydraulic circuit, measurement & control circuit of the simulator

구동용 회로와 부하 발생용 회로로 구분된다. 차량 구동용 회로에서는 운전자의 차량 운행 상황을 시뮬레이터상에서 실현하기 위하여 비례 전자 방향제어밸브 ①을 사용하며, 밸브 ①의 입력 전류를 제어함에 따라 유압 모터 구동 속도를 임의로 변경할 수 있게 하였다. 이 차량 구동용 유압회로는 유압펌프와 유압모터 사이에 밸브가 설치된 형태이므로 전형적인 HST회로와는 다소 차이가 있음을 알 수 있다.

부하 발생용 회로에서는 관성부하를 제외한 차량의 주행부하(등판 부하, 공기 저항 부하, 구름 저항 부하 등)를 모의할 목적으로 비례전자 압력제어밸브 ⑦을 사용한다. 부스터(booster) 펌프 ⑪은 부하용 펌프/모터 ⑩이 자력으로 탱크

에서 기름을 흡입하기가 곤란하기 때문에 설치한 것이며 약 15bar의 송출 압력을 유지한다.

(3) 계측·제어부

Fig.2의 아래 부분은 시뮬레이터의 계측·제어부를 나타낸다. 그림에서 Amp.1은 압력변환기용 앰프, Amp.2는 토크미터용 앰프, F/V는 회전수 검출기에서 발생된 펄스상의 신호를 직류 전압으로 변환해주는 변환기이다. 이들로부터의 신호는 A/D 변환기를 거쳐 컨트롤러(486PC)로 보내진다. 컨트롤러로부터의 제어 신호는 D/A 변환기와 Amp.3을 거쳐서 비례전자밸브 ① 및 ⑦로 보내진다.

차량 구동용 유압모터의 회전수와 주행계의 부하 즉 유압모터 출력축 토크값이 미리 정해진 시

Table 1 Specification of the principal instruments in the simulator

Instrument	Specification	Manufacturer	Model No.
hydraulic pump	displacement : 46~160cm ³ /rev, regulator : constant power controlled	Uchida	A7V 160 LV
hydraulic motor	displacement : 35(max. 107)cm ³ /rev, regulator : hydraulic pilot operated	Rexroth	A6V 107 HA
pump/motor for load generation	displacement : 35(max. 107)cm ³ /rev, regulator : electro-magnetic operated	Rexroth	A6V 107 EL
booster pump	vane type, 110cm ³ /rev	Nachi	V-2A-138-11
proportional press. control valve	range : <350bar current : 100~800mA	Rexroth	DB20-2-42/315
proportional directional control valve	nominal flow : 370 l/min current : max. 1.5A	Bosch	NG25
transmission	2 stage	Samsung	MX-6W
pressure sensor	range : <500 bar	Sensotec	9E02-P3-500
torque sensor	range : <1000 N·m	staiger Mohilo	0411/OOIE1000W
speed sensor	magnetic proximity pick-up	Autonics	M4M2P-T
data acquisition board	resolution : 12bit A/D 16ch, D/A 2ch	Advantech	PCL-718

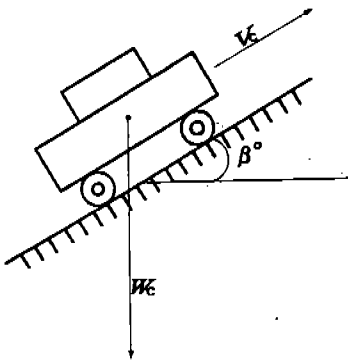


Fig.3 Model for estimating vehicle running load

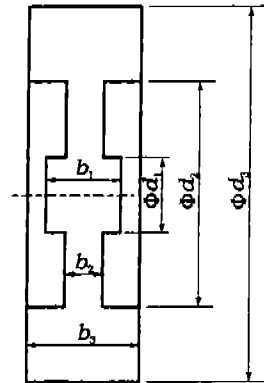


Fig.4 Sectional view of a flywheel

나리오에 따라 변화하도록 비례전자밸브 ① 및 ⑦로 공급되는 전류를 폐루프 제어하게 된다.

Table 1에 본 시뮬레이터에서 사용한 주요 기구들의 규격을 나타내었다.

2.3 등가 관성치의 설계

Fig.3과 같이 β° 만큼 경사진 도로상을 주행하고 있는 차량(유압굴삭기)의 바퀴에 걸리는 토크는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_w = \frac{D_w^2}{4} M_c \frac{d\omega_w}{dt} + \frac{D_w^3}{8} B_w A_c \omega_w^2 + \frac{D_w}{2} F_R W_c + \frac{D_w}{2} W_c \sin\beta \quad (1)$$

또한, 변속장치와 차량 바퀴 사이의 감속비 즉, 액슬(axle)부에서의 감속비 $\epsilon (= \frac{\omega_w}{\omega_i})$ 을 고려하면 변속장치 출력축 토크 T_i 는 식 (1)로부터 아래와 같이 표시된다(단, 액슬부에서의 동력 손실 및 관성 효과는 무시한다).

$$T_i = \epsilon T_w = \frac{D_w^2}{4} M_c \epsilon^2 \frac{d\omega_i}{dt} + \frac{D_w^3}{8} B_w A_c \epsilon^3 \omega_i^2 + \frac{D_w}{2} F_R W_c \epsilon + \frac{D_w}{2} W_c \epsilon \sin\beta \quad (2)$$

이 식의 우변 첫째 항은 변속장치 출력축에 작용하는 차량의 관성 부하, 둘째 항은 공기 저항 부하, 셋째 항은 구름 저항 부하, 넷째 항은 등판 부하를 나타낸다.

식 (2)의 우변 첫항을 모의해내는 동가 관성차(flywheel)를 설계하기로 한다. 실험 장치 제작상의 편의를 고려하여 관성차의 중량을 줄일 목적으로 변속장치 출력축에 증속비 $\xi (= \frac{\omega_f}{\omega_i})$ 의 증속기를 설치하기로 하며, 이 때 증속기내 회전부의 관성 효과는 관성차의 그것에 비하여 매우 미소하므로 무시한다. T_i 와 T_f 의 관계는 $T_i \cdot \omega_i = T_f \cdot \omega_f$ 의 관계와 식 (2)로부터 다음과 같이 표시된다.

$$T_f = \frac{\omega_i}{\omega_f} T_i = \frac{1}{\xi} T_i = \frac{D_w^2}{4} M_c \frac{\epsilon^2}{\xi} \frac{d\omega_i}{dt} \quad (3)$$

또한, $\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{1}{\xi} \frac{d\omega_f}{dt}$ 이므로 위 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_f = \frac{D_w^2}{4} M_c \frac{\epsilon^2}{\xi^2} \frac{d\omega_f}{dt} = J_f \frac{d\omega_f}{dt} \quad (4)$$

따라서, 식 (4)에서의 관성 모멘트 (J_f)를 만족시키는 관성차를 설계하면 된다.

Fig.4에 설계하고자 하는 관성차의 단면 형상을 나타내었다. 이 관성차의 형상 및 크기는 b_1, b_2, b_3 및 d_1, d_2, d_3 의 치수와 관성차 재료의 밀도 ρ_f 에 의하여 결정된다. 이 관성차의 관성모멘트 J 는 다음 식으로 표시된다.

$$J = \frac{\rho_f \pi}{32} [b_1 d_1^4 + b_2 (d_2^4 - d_1^4) + b_3 (d_3^4 + d_2^4)] \quad (5)$$

관성차를 설계함에 있어서 식 (5)의 수치 b_1, b_2, b_3 및 d_1, d_2, d_3 값들은 실험 장치 제작 및 실험 수행상의 편의를 고려하여 적절한 값으로 결정되며, 이들 수치를 식 (5)에 대입하여 계산되는 J 값과 식 (4)로부터 계산되는 J_f 값이 같아 지도록 설계하면 된다.

한편, 실험 수행시의 안전을 확보하기 위해서는 회전축의 동적 휨 때문에 발생하는 위험 회전속도를 조사할 필요가 있다. 제 1차 위험 회전속도 ω_{cr} 에 대한 근사식으로 다음 식을 사용하기로 한다⁹⁾.

$$\omega_{cr} = \left\{ \frac{(48 E I_{xx})/l^3}{(m_f + 0.486 m_s)} \right\}^{0.5} \quad (6)$$

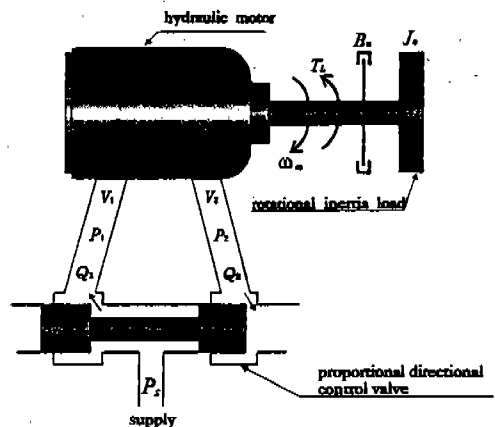


Fig.5 Schematic diagram of the simulator for control system modeling

여기서 m_f : 관성차의 질량, m_s : 축의 질량, E : 축 재료의 Young계수, I_s : 단면 2차 모멘트, l : 축 지지점 사이의 거리이다.

식 (6)으로부터 계산되는 ω_c 값이 시뮬레이터 운전시 관성차 최고 회전속도보다도 큰 값이 되도록 축의 직경 d_s , 축 지지점 사이의 거리 l , 축 재료의 E 값 등을 결정하면 관성차 설계가 완료된다.

3. 시뮬레이터의 제어계 설계

본 연구에서 개발하는 시뮬레이터는 실제 유압 굴삭기 주행용 동력전달계에서 일어날 수 있는 물리적 상황을 실시간으로 구현해야 한다. 이를 위하여, 앞에서는 실시간 시뮬레이터의 하드웨어 부분을 설계·제작하였으며, 본 장에서는 이 시뮬레이터가 목적인 바대로 제어 기능을 수행하게 하는 소프트웨어 부분 즉 디지털 제어계를 설계하고자 한다.

본 시뮬레이터에서 차량의 속도는 비례전자 방향제어밸브를 사용하여 유압모터 유량을 제어함으로써 실현하고, 주행부하는 비례전자 압력제어밸브에 의한 부하용 펌프/모터 출구의 압력 제어에 의하여 실현하게 된다. 이러한 제어 동작은 항상 동시에 이루어지지 않으면 안되며, 따라서 대상 제어계는 다변수 제어계이다.

3.1 시뮬레이터 시스템의 모델링

먼저 시뮬레이터 시스템의 기초 방정식들을 구하고, 여기서 구해진 방정식들을 사용하여 유압모터의 속도 제어 시스템, 유압모터의 토크 제어 시스템을 모델링하고, 그 다음 이들을 조합하여 속도 및 토크 제어를 위한 다변수 제어 시스템에 대해 모델링한다.

본 연구에서 개발된 시뮬레이터 시스템의 물리적 개념도를 Fig.5에 나타내었다. Fig.5에서 J_s 는 유압모터 회전부의 관성 모멘트와 관성차를 포함한 전부하계의 관성 모멘트를 유압모터 출력축에서의 값으로 환산한 것을 말하며, B_s 역시 전 부하계의 점성마찰계수를 유압모터 출력축에서의 값으로 환산한 것을 의미한다. 또한 T_L 은

이 시스템에 가해지는 외력 토크를 유압모터 출력축에서의 값으로 환산한 것이다.

비례전자 방향제어밸브의 입력 전압과 출력 유량 사이의 관계는 다음 식으로 표시할 수 있다⁹⁾.

$$K_q v_d - K_c P_L = V_m \omega_m + C_{im} P_L + \frac{V_i}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (7)$$

식 (7)에서 일반적으로 $K_c \gg C_{im}$ 임을 고려하여 C_{im} 을 무시하고, 각 항에 V_m 을 곱함으로써 다음 식이 얻어진다.

$$\frac{dT_m}{dt} = -\frac{4\beta_e V_m^2}{V_i} \omega_m - \frac{4\beta_e K_c}{V_i} T_m + \frac{4\beta_e V_m K_q}{V_i} v_d \quad (8)$$

한편, 유압모터의 운동 방정식은 다음 식으로 주어진다(단, 축은 강체로 간주한다).

$$T_m = (P_1 - P_2) V_m = J_e \frac{d\omega_m}{dt} + B_e \omega_m + T_L \quad (9)$$

식 (9)는 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.

$$\frac{d\omega_m}{dt} = -\frac{B_e}{J_e} \omega_m + \frac{T_m}{J_e} - \frac{T_L}{J_e} \quad (10)$$

식 (8)과 식 (10)이 본 시뮬레이터 시스템의 특성을 기술하는 지배 방정식이다.

식 (8)과 식 (10)에 포함된 상수 가운데서 J_e ,

Table 2 Physical parameters' values of the control system of the simulator

Symbol	Values	
V_m	5.57	[cm ³ /rad]
J_e	1.11×10^3	[N cm s ²]
B_e	14.66	[N cm s]
K_c	9.95×10^{-3}	[(cm ³ /s)/(N/cm ²)]
K_q	4.666×10^3	[(cm ³ /s)/V]
β_e	1.70×10^5	[N/cm ²]
V_i	2.548×10^3	[cm ³]

V 는 실제 계측으로부터 구하였고, D_m 은 유압모터 제작사 카탈로그에 제시된 값을 사용하였다.

$$\text{또한 } K_c, K_v \text{는 } \left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{v_d=\text{const.}}, \left(\frac{\partial Q_L}{\partial v_d}\right)_{P_L=\text{const.}}$$

의 물리적 의미를 가지고 있으므로 본 시뮬레이터 시스템의 정상특성 실험으로부터 구하였으며, β_s 는 석유계 작동유에 대하여 일반적으로 알려져 있는 값을 사용하였다. 이들 상수값들을 Table 2에 나타내었다.

식 (10)에서 우변 마지막 항의 T_L 은 속도제어 시스템에서는 외란에 해당하는 항으로써, 비례전자 압력제어밸브용 앰프에 공급되는 전압 v_r 의 크기에 따라서 부하용 유압펌프/모터 축에 발생하는 토크를 유압모터 출력축에서의 값으로 환산한 것이다. 여기서 $v_r \sim T_L$ 사이의 물리적 관계를 모델링하기가 용이하지 않으며, 그 이유는 비례전자 압력제어밸브가 카트리지형이고, 이 밸브 내에 주밸브 포핏의 안정된 작동을 위하여 4개의 쇼크가 있는 등 구조가 복잡하여¹⁰⁾ 관련 물리인자들을 구하기가 쉽지 않기 때문이다. 그런데, 유압모터 속도제어시스템에서는 외란을 고려하지 않아도 제어를 잘 설계함으로써 만족할만한 제어 성능이 얻어질 수 있음이 보고되어 있다⁶⁾. 따라서 식 (10)에서 외란 T_L 을 무시하면 아래 식이 얻어진다.

$$\frac{d\omega_m}{dt} = -\frac{B_s}{J_s} \omega_m + \frac{T_m}{J_s} \quad (11)$$

또한, 비례전자 압력제어밸브용 앰프에 공급되는 전압 v_r 과 유압모터 출력축에서 얻어지는 토크 T_m 과의 관계는 식 (8)과 식 (9)를 함께 고려하여 해석하지 않으면 안될 문제이지만, 앞에서 설명한 바와 같이 $v_r \sim T_L$ 사이의 수학적 모델을 얻기가 쉽지 않아서 위의 식들을 직접 이용하기가 어렵다. 따라서 본 연구에서는 T_m 이 시뮬레이터 시스템의 동작점 부근에서 v_r 에 의하여 직접적으로 가장 크게 영향을 받음에 착안하여 T_m 을 v_r 만의 함수로 표시하기로 하며, $v_r \sim T_m$ 사이의 수학적 모델을 개루프 계단입력 응답의 실험 결과로부터 구하기로 한다.

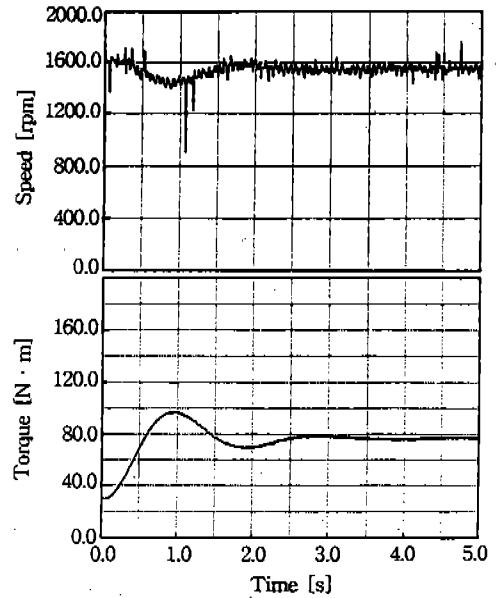


Fig.6 Step responses of hydraulic motor torque under open loop control(input volt. to the proportional directional control valve : constant value with 3.1 V, input volt. to proportional pressure control value : 2.4→3.0V)

Table 3 Physical parameters' values in equation(12)

Symbol	Values
ζ	0.42
ω_n	3.4 [rad/s]
K_r	12,500 [N cm/V]

비례전자 방향제어밸브의 입력 전압을 3.1V로 고정하고, 비례전자 압력제어밸브의 입력 전압을 2.4V에서 3.0V로 변화시켰을 때, 비례전자 압력제어밸브의 입력 전압과 유압모터 출력 토크와의 관계를 Fig.6에 나타내었다. 그림에서 유압모터 토크의 상승 시간은 약 0.5 s이다.

Fig.6으로부터 비례전자 압력제어밸브의 입력 전압에 대한 유압모터 토크 출력을 근사적으로 다음의 2차계 전달함수로 표시할 수 있을 것으로 생각된다.

$$G(s) = \frac{T_m(s)}{v_r(s)} = \frac{K_r \cdot \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2} \quad (12)$$

물리 파라미터 K_r , ζ 및 ω_n 은 개루프 계단입력 응답 곡선으로부터 구했으며, 그 결과를 Table 3에 나타내었다.

식 (12)를 시간 영역에서의 방정식으로 기술하면 아래와 같다.

$$\frac{d^2 T_m}{dt^2} = -\omega_n^2 T_m - 2\zeta \omega_n \frac{dT_m}{dt} + K_r \omega_n^2 v_r \quad (13)$$

3.2 제어계의 상태 방정식 표시

(1) 회전속도 및 토크 제어를 위한 2입력 2출력 제어계

유압모터의 회전속도 및 토크 제어계 설계에는 이 시스템의 지배 방정식인 식 (8), (10)을 사용함이 원칙이지만, 앞에서 설명한 바와 같이 식 (10)에 포함된 T_L 을 모델링하기가 용이하지 않기 때문에 식 (10)을 그대로 사용함에는 어려움이 있다. 따라서 여기서는 식 (10) 대신에 식 (11)를 사용하고, 이 때 발생하는 모델링 오차의 영향을 줄이면서 2입력, 2출력 제어계의 완전한 구성이 이루어지도록 식 (8), (11) 및 (13)을 조합하여 제어계를 구성하기로 한다. 이 식들을 사용하여 상태 방정식을 표시하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (14)$$

여기서, $x_1 = \omega_m$, $x_2 = T_m$, $x_3 = \dot{T}_m$, $x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}$, $u = \begin{bmatrix} v_d \\ v_r \end{bmatrix}$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{B_c}{J_c} & \frac{1}{J_c} & 0 \\ -\frac{4\beta_c V_m^2}{V_t} & -\frac{4\beta_c}{V_t} K_c & 0 \\ 0 & -\omega_n^2 & -2\zeta \omega_n \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{4\beta_c V_m}{V_t} K_c & 0 \\ K_c & 0 & K_r \omega_n^2 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \text{이다.}$$

식 (14)를 샘플링 시간 20[ms]로 하여 이산화시켜 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= \Phi x(k) + \Gamma u(k) \\ y(k) &= Cx(k) \end{aligned} \quad (15)$$

여기서,

$$\Phi = \begin{bmatrix} 0.9848212 & 0.00013889 & 0 \\ -127.6561 & -0.57744734 & 0 \\ -15.791181 & -0.17303447 & -0.944448 \end{bmatrix},$$

$$\Gamma = \begin{bmatrix} 10.5140173 & 0 \\ 107080.614 & 0 \\ -13239.124 & 2809.01 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \text{이다.}$$

(2) 1입력 1출력 제어계 (회전속도 제어계, 토크 제어계)

본 연구에서 대상으로 하는 시뮬레이터 제어계에서 보다 우수한 제어 성능을 얻으려면 2입력 2출력 제어계로 설계해야만 하겠지만, 여기서는 제어 성능 비교의 대상을 확보할 목적으로 1입력 1출력 제어계인 유압모터 회전속도 제어계와 유압모터 토크 제어계에 대한 상태방정식을 구해 둔다.

식 (8)과 (11)을 사용하여 유압모터 속도제어계를 상태방정식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (16)$$

여기서, $x_1 = \omega_m$, $x_2 = T_m$, $x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$, $u = v_d$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{B_s}{J_s} & \frac{1}{J_s} \\ -\frac{4\beta_s}{V_t} V_m^2 & -\frac{4\beta_s}{V_t} K_s \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{4\beta_s}{V_t} K_s V_m \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0] \text{이다.}$$

식 (16)을 샘플링 시간 20ms로 하여 이산화시켜 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= \Phi x(k) + \Gamma u(k) \\ y(k) &= Cx(k) \end{aligned} \quad (17)$$

여기서,

$$\Phi = \begin{bmatrix} 0.98482 & 0.000138 \\ -127.656 & 0.577447 \end{bmatrix},$$

$$\Gamma = \begin{bmatrix} 10.514 \\ 107080.06 \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0] \text{이다.}$$

한편, 식 (13)을 사용하여 토크 제어계에 대한 상태방정식으로 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (18)$$

여기서, $x_1 = T_m$, $x_2 = \dot{T}_m$, $x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$, $u = v$,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ K_s \omega_n^2 \end{bmatrix},$$

$$C = [1 \ 0] \text{이다.}$$

식 (18)을 샘플링 시간 20ms로 하여 이산화시켜 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= \Phi x(k) + \Gamma u(k) \\ y(k) &= Cx(k) \end{aligned} \quad (19)$$

여기서,

$$\Phi = \begin{bmatrix} 0.9977 & 0.0194 \\ -0.225 & 0.9422 \end{bmatrix}, \quad \Gamma = \begin{bmatrix} 28.3466 \\ 2806.84 \end{bmatrix},$$

$C = [1 \ 0]$ 이다.

3.3 디지털 서보 제어기 설계

주행계 시뮬레이터의 제어기 설계에는 최적 디지털 서보 제어 설계법을 사용한다. 먼저 디지털 서보 제어 설계 알고리즘과 관측기의 구성에 대하여 설명하고, 3.2절에서 구한 시스템 방정식들을 이용하여 시뮬레이터 제어에 필요한 파라미터를 구하는 제어기 설계를 수행한다.

(1) 최적 디지털 서보 제어 설계법

디지털 서보 제어 설계법으로는 연속시간 서보계의 설계법을 이산 시간계에 확장하는 방법^{6,7)}을 사용한다.

먼저 연속시간 시스템은 외란이 다음과 같은 형태로 주어지는 일반적인 경우를 생각한다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + \delta, \quad x \in R^n, \quad u \in R^m \\ y &= Cx, \quad y \in R^p \end{aligned} \quad (20)$$

여기서, δ 는 외란을 나타낸다.

식 (20)으로 표시되는 연속시간 시스템을 샘플링 주기 T 로 이산화한 이산 시간 시스템은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= \Phi x(k) + \Gamma u(k) + \delta(k), \quad x \in R^n, \\ u &\in R^m, \quad y(k) = Cx(k), \quad y \in R^p \end{aligned} \quad (21)$$

그리고, 오차함수를 다음과 같이 정의한다.

$$e(k) = y(k) - y_r(k), \quad e \in R^p \quad (22)$$

최적 디지털 서보제어 설계법⁶⁾을 사용하여 식 (21)에 대한 확대계를 구하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} x_s(k+1) &= \Phi_s x_s(k) + \Gamma_s v(k) \\ e(k) &= C_s x_s(k) \end{aligned} \quad (23)$$

서보계 제어 입력은 다음과 같이 표현된다.

$$u(k) = [F_1 \ F_2] [x^T(k) \ m^T(k)]^T \quad (24)$$

그리고, 서보 보상기 $m(k)$ 는 다음과 같다.

$$m(k+1) = Nm(k) + T \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ I_p \end{bmatrix} e(k) \quad (25)$$

여기서 I_p 는 p 차원의 단위 행렬을 의미한다.

(2) 관측기의 설계

유압모터 회전속도 및 토크 제어를 위한 2입력 2출력 제어계에서 상태변수 ω_m, T_m, T_m 중 T_m 는 측정이 불가능하므로, T_m 를 추정하기 위한 관측기의 설계가 필요하다. 본 논문에서는 상태변수를 관측하는 관측기로서 최소 차원 관측기를 사용한다.

식 (14)로 표시되는 시스템에 대하여 최소 차원 관측기를 구성하면 다음과 같이 된다¹¹⁾.

$$\begin{aligned} z(k+1) &= \hat{\Phi}z(k) + \hat{\Gamma}y(k) + \hat{A}u(k) \\ \hat{x}(k) &= \hat{C}z(k) + \hat{D}y(k) \end{aligned} \quad (26)$$

식 (15), (24), (26)을 사용하여, 본 연구에서 대상으로 하는 건설 차량 HST주행계 시뮬레이터를 피드백 제어하는 과정이 Fig.7에 도시되어 있다.

(3) 제어 파라미터의 선정

가) 회전속도 및 토크 제어를 위한 2입력 2출력 제어계

Fig.7에 나타낸 제어계를 완성하기 위해서는 최적 피드백 이득과 관측기에 관련된 모든 파라

미터를 결정해야 한다. 외란 $\delta(k)$ 와 목표입력 $y_r(k)$ 가 스텝 상으로 작용한다고 가정하면 회전속도 및 토크 제어를 위한 2입력 2출력 제어계에 대한 식 (23) 확대계의 파라미터 값들은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \Phi_e &= \begin{bmatrix} 0.9848 & 0.000138 & 0 & 0 & 0 \\ -127.656 & 0.577477 & 0 & 0 & 0 \\ 15.7911 & -0.17303 & 0.94448 & 0 & 0 \\ 0.02 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0.02 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ \Gamma_e &= \begin{bmatrix} 10.514 & 107080.6 & 13239.12 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2809.01 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \\ C_e &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

식 (24)로 표시되는 최적 제어 입력은 평가 함수

$$\begin{aligned} J_e &= \sum_{k=0}^{\infty} (x_e^T(k) Q_1 x_e(k) + v^T(k) R_1 v(k)), \\ Q_1 &> 0, R_1 > 0 \end{aligned} \quad (27)$$

를 최소화 하는 것으로서, 상태 피드백 이득 행렬은

$$F = (R_1 + \Gamma_e^T S \Gamma_e)^{-1} \Gamma_e^T S \Phi_e \quad (28)$$

이며, 행렬 S 는 리카티 방정식

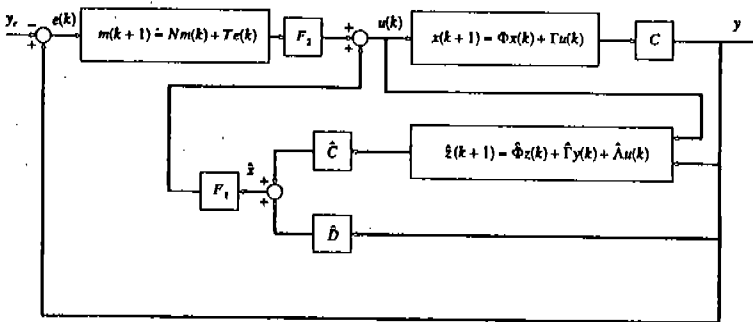


Fig.7 Block diagram of digital servo control system

$$S=Q_1+\phi_e^T S \phi_e - \phi_e^T S \Gamma_e (R_1 + \Gamma_e^T S \Gamma_e)^{-1} \Gamma_e^T S \phi_e \quad (29)$$

를 만족하는 정정(positive definite) 해이다. 여기서 적당한 가중행렬 Q_1 , R_1 의 값을 선택하면 최적 피드백 이득이 구해진다. 따라서 건설차량 HST 주행계 시뮬레이터에 인가되는 최적 제어 입력은 식 (24)로부터 구해진다.

그리고 관측기의 파라미터는 극배치법으로 구하였다.

나) 1입력 1출력 제어계(회전속도 제어계, 토크 제어계)

식 (17)로 표시되는 유압모터 회전속도 제어계에 대한 식 (23) 확대계의 파라미터 값들은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\phi_e = \begin{bmatrix} 0.98482 & 0.000138 & 0 \\ -127.656 & 0.577447 & 0 \\ 0.02 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\Gamma_e = [10.514 \quad 107080.06 \quad 0]^T$$

$$C_e = [0 \quad 0 \quad 1]$$

그리고, 식 (18)로 표시되는 유압모터 토크 제어계에 대한 식 (23) 확대계의 파라미터 값들은 다음과 같이 구해진다.

$$\phi_e = \begin{bmatrix} 0.9977 & 0.0194 & 0 \\ -0.2245 & 0.9422 & 0 \\ 0.02 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\Gamma_e = [28.3466 \quad 2806.84 \quad 0]^T$$

$$C_e = [0 \quad 0 \quad 1]$$

4. 결과 및 고찰

본 연구에서 설계, 제작한 유압 굴삭기 주행용 동력 전달계 실시간 시뮬레이터의 제어 성능을 확인할 목적으로 실험을 수행하였다. 이하의 실

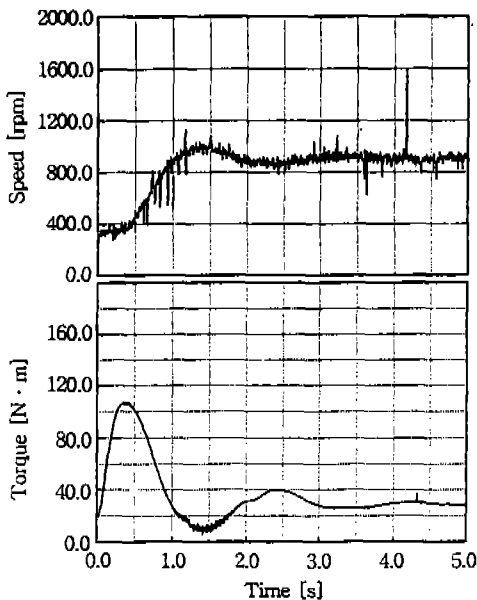


Fig.8 Step responses of the simulator under open loop control(input volt. to the proportional directional control valve : 2.9 → 3.0V, input volt. to proportional pressure control value : constant value with 2.4V)

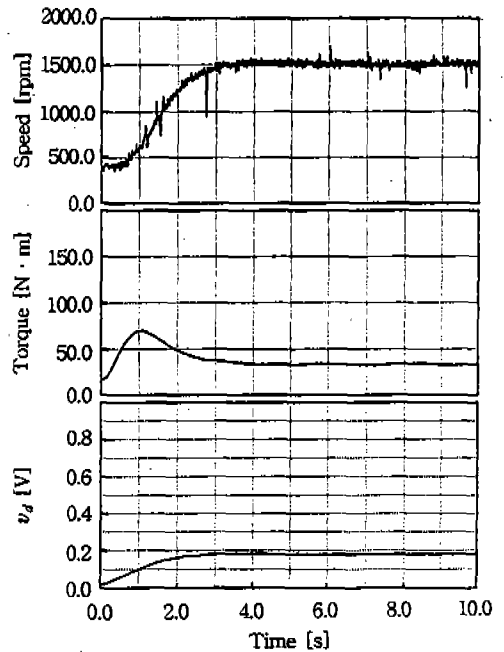


Fig.9 Step responses of the simulator under speed control(reference input value of speed : 360rpm → 1500rpm, input volt. to the proportional pressure control valve : constant value with 2.4V)

험 결과에 대한 기술은 변속장치에서의 변속 단수를 1단으로 했을 때의 결과에 한정된 것이다.

시뮬레이터의 유압 회로 및 제어·제어 회로의 구성은 Fig.2와 같다. 실험 시작에 앞서서 비례전자 방향제어 밸브를 중립 위치에 둔 상태에서 주 유압 펌프의 송출 압력이 32 MPa가 되도록 릴리프 밸브를 조정하였다. 이 상태에서 비례전자 방향제어 밸브와 비례전자 압력제어 밸브에 전기 신호를 가하여 원하는 차량 속도와 토크가 발생되도록 실시간 제어를 수행하며, 회전속도와 토크 변화를 컴퓨터에 기록하였다.

Fig.8은 본 시뮬레이터의 응답 특성을 조사한 실험 결과이다. 비례전자 압력제어 밸브 입력 전압은 일정치로 유지한 상태에서 비례전자 방향제어 밸브의 입력 전압을 계단상으로 증가(2.9V→3.0V)시켰을 때의 개루프 응답 곡선으로, 유압모터 회전속도와 유압모터 출력 토크의 변화가 기록되어 있다. 이 그림으로부터 유압모터 회전

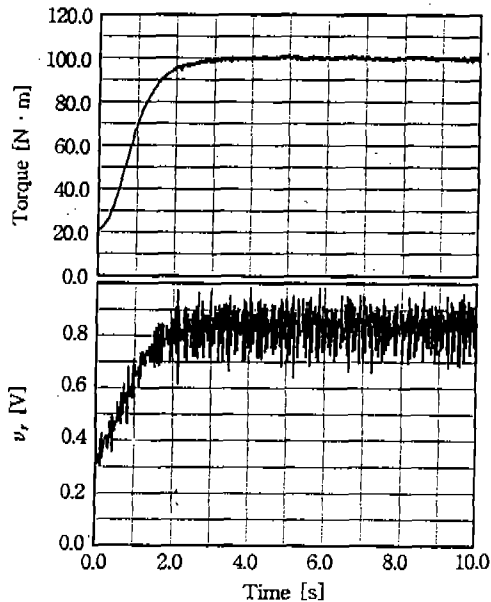


Fig.10 Step responses of the simulator under torque control(reference input value of torque : 20N·m→100N·m, input volt. to the proportional directional control valve : constant value with 3.1V)

속도 상승 시간(rise time)이 1 s 정도, 정정 시간(setting time)은 3 s 정도로 나타났으며, 이와 같이 매우 가벼운 주행부하 조건하에서도 비교적 긴 상승 시간과 정정 시간이 소요되는 이유는 본 시스템이 비교적 큰 관성부하를 갖기 때문인 것으로 생각된다.

본 연구에서 대상으로 하는 시뮬레이터의 제어계는 유압모터 회전속도와 토크를 통합적으로 제어하는 2입력 2출력계로 설계하였지만, 앞의 3.2절에서도 언급한 바와 같이 제어 성능 비교의 대상을 확보할 목적으로 1입력 1출력계인 회전속도 제어계, 토크 제어계를 구성하여 실험을 수행하기도 했으며, Fig.9는 회전속도 제어계 실험 결과의 한 예를 나타낸 것이다. 이 실험에서는

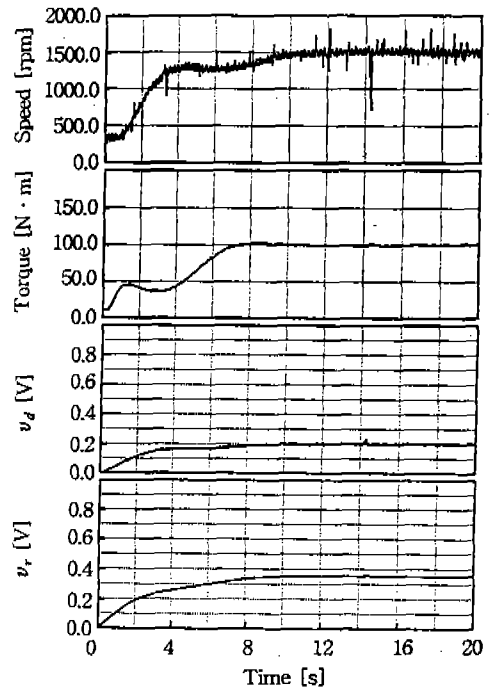


Fig.11 Step responses of the simulator under independent control for speed and torque(reference input value of speed : 300rpm→1500rpm, reference input value of torque : 15N·m→100N·m, with the same values for control system parameters at Fig.9 and Fig.10)

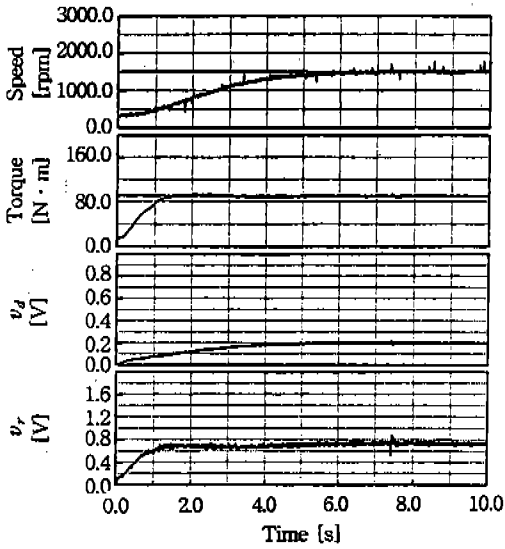


Fig.12 Step responses of the simulator under multi-variable control for speed and torque(reference input value of speed : 300rpm→1500rpm, reference input value of torque : 15N·m→100N·m)

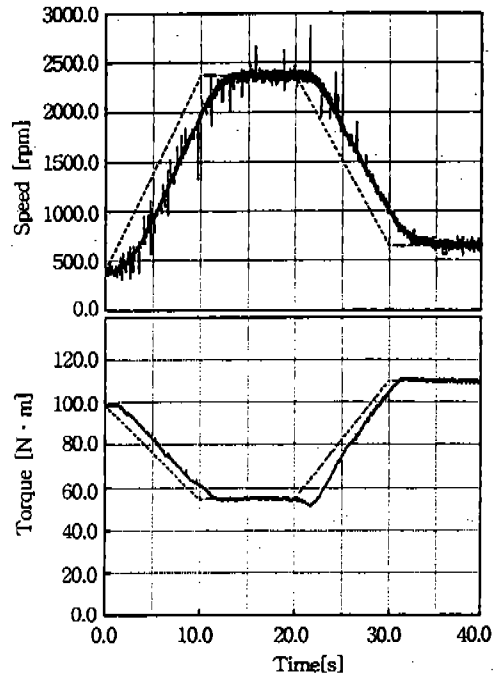


Fig.13 Tracking control performance of the simulator under ramp style variation of speed and torque indicated as broken line in the figure(with the same values for control system parameters at Fig.12)

비례전자 압력제어 밸브의 전압은 2.4V로 고정시키고 유압모터 회전속도 목표치를 360rpm에서 1500rpm으로 스텝상으로 변화시켰다. 실험에서 얻어진 응답 곡선을 Fig.8의 개루프 제어시 응답 곡선과 비교하면, 정정시간은 약 3 s로서 비슷하나 오버슈트(overshoot)를 없앴으로써 과도 응답 특성이 상당히 개선되었음을 알 수 있다. 또한, 자기식(magnetic type) 속도 센서에서 검출한 신호에 상당한 노이즈(noise)가 실려 있음에도 불구하고 강인한 제어 성능이 얻어짐을 알 수 있다.

Fig.10은 유압모터 토크 제어계 실험 결과의 한 예를 나타낸 것이다. 실험에서 비례전자 방향 제어 밸브의 입력 전압은 3.1V로 고정시키고, 유압모터 토크의 목표치를 20 N·m에서 100 N·m로 스텝상으로 변화시켰다. 이 실험 결과를 Fig.6의 개루프 응답 곡선과 비교하면, 토크 값이 오버슈트 없이 목표치에 잘 추종함을 알 수 있다.

Fig.11에 유압모터 회전속도 제어계와 유압모

터 토크 제어계의 제어를 단순히 동시에 수행했을 때의 실험 결과를 나타내었으며, 이 때의 제어계 설계치들은 Fig.9 및 Fig.10에서의 동일함을 사용하였다. 또한, Fig.12에는 3.2절에서 제시한 다변수 제어계 모델을 사용했을 때의 실험 결과의 한 예를 나타내었다.

Fig.11에 나타난 바와 같이 2개의 1 입력 1 출력 제어계를 단순히 동시에 수행한 경우에는 과도 상태에서의 차속 및 토크 변화가 심하고 정정시간이 길어짐을 알 수 있으며, 이는 제어 동작 수행 과정에서 각각의 제어 동작이 서로 간섭을 일으키기 때문인 것으로 생각된다.

Fig.12에서는 Fig.11에 비하여 제어 성능이 현저히 개선되었으며, 이로부터 본 연구에서 수행한 다변수 제어계 모델링 및 제어계 설계가 올바르게 이루어졌음을 확인할 수 있었다.

Fig.13은 Fig.10에서와 동일한 다변수 제어계 정수치를 사용하여, 차속과 토크의 목표치를 그림상에서 파선으로 나타낸 바와 같이 램프(ramp)상으로 증가 혹은 감소시켰을 때의 응답을 나타낸 것이다. 그림으로부터 차속의 경우에는 약 2.5 s의 시간 지연은 있으나 목표치에 잘 추종하며, 토크의 경우는 차속의 경우보다 더욱더 신속히 목표치에 추종함을 알 수 있었다.

유압 동력을 사용하는 각종 시험기에서는 유압이나 압력의 제어에 서보 밸브를 사용하는 것이 일반적이지만, 본 시뮬레이터에서는 속응성과 제어 정밀도의 면에서 상대적으로 성능이 낮은 비례제어밸브들을 사용하였다. 그럼에도 불구하고 위에서 본 바와 같이 비교적 양호한 실시간 제어 성능이 얻어졌으며, 그 이유는 본 시뮬레이터 부하장치의 응답 시간이 비교적 길어서 전체 제어계의 응답성이 제어밸브보다는 부하장치의 응답 특성에 크게 좌우되기 때문이다.

지금까지의 실험은 본 시뮬레이터상의 변속 장치 변속 단수가 1단인 경우에 한정되어 있지만, 변속 단수가 2단인 경우에 대해서도 동일한 방법으로 제어계를 설계하여 실시간 모의를 구현할 수 있다.

이상의 실험 결과로부터, 본 연구에서 설계·제작한 시뮬레이터를 사용함으로써 유압굴삭기 주행용 동력 전달계에서의 물리적 상황을 실제 상황에 매우 가깝게 실시간(real time)으로 모의해낼 수 있음을 확인하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 건설 차량의 일종인 유압 굴삭기 주행용 동력 전달계의 실시간 시뮬레이터를 설계·제작하였으며, 이 시뮬레이터가 실제 차량에서의 물리적 상황을 실제 상황에 매우 가깝게 모의해낼 수 있게 하는 최적 서보 제어 설계법에 의한 디지털 제어계를 완성하였다. 아울러, 이 시뮬레이터의 기능을 확인할 목적으로 실험을 수행하였다. 본 연구에서 얻어진 성과를 요약하면 아래와 같다.

1) 유압 굴삭기가 도로상을 주행할 때 발생하

는 주행 부하를 모델링하였으며, 이를 근거로 하여 주행용 동력 전달계의 부하를 실험실 내에서 실시간으로 모의해낼 수 있는 시뮬레이터를 개발하였다.

- 2) 본 시뮬레이터에서 회전속도와 토크의 제어 입력으로 스텝상의 신호 및 램프상의 신호를 가했을 때의 응답이 비교적 신속히 목표치에 추종함을 확인하였으며, 따라서 본 시뮬레이터를 사용함으로써 차량에 가해지는 주행부하를 실험실내에서 실제 상황에 매우 가깝게 실시간으로 모의할 수 있음이 입증되었다.
- 3) 본 시뮬레이터에서와 같이 개회로 제어계의 응답 시간이 비교적 긴 경우에는 유량 및 압력 제어용 밸브로서 서보 밸브 대신에 비례제어 밸브를 사용하여도 만족할만한 제어 성능이 얻어짐을 확인하였다.

후 기

본 연구는 삼성중공업(주) 중장비 사업본부 종합기술연구소와 공동으로 수행한 「전자 유압을 이용한 트랜스미션 제어 시스템 개발」 연구성과의 일부이며, 관계자 여러분께 심심한 감사 를 드립니다.

참 고 문 헌

1. 김재휘, "자동차 공학", 중원사, pp. 404~430, 1981.
2. 河合素直, "油空壓技術とシミュレータ", 油壓と空氣壓, Vol. 22, No. 4, pp. 373~432, 1991.
3. 藤田供孝, "油壓システムの省エネルギー(5) 制動エネルギーの活用", 油壓と空氣壓, Vol. 15, No. 2, pp. 110~115, 1984.
4. 이성래, 김형의, 문외준, "유압식 부하 시뮬레이터의 설계에 관한 연구", 대한기계학회 논문집 제18권 1호, pp. 44~52, 1994.
5. 삼성중공업(주), "MX6W-2 사용자 지침서", pp. 24~33, 1991.

6. 정용길, 이일영, 양주호, “유압구동식 선박용 축 발전장치의 정속 제어”, 대한기계학회 논문집, 제17권, 제 8 호, pp.2023~2032, 1993.
7. 정용길, 신민수, 이일영, “고속 전자밸브 PWM제어에 의한 유압구동식 선박용축발전기의 정속 제어”, 대한기계학회논문집, 제18권 6호, pp. 1374~1381, 1994.
8. 竹中俊夫 外 3人, “機械工學必携”, 朝倉書店, pp. 169~170, 1982.
9. H. E. Merrit, “Hydraulic control systems”, John Wiley & Sons Inc., pp. 132~145, 1967.
10. J. Watton, “Fluid Power Systems”, Prentice Hall, pp. 24~25, 1989.
11. Luenberger, D. G., “An Introduction to Observer”, IEEE Trans. of Automatic Control, AC-16, pp. 596~602, 1971.