

< 논문 >

## QFT 를 이용한 유압 로드 시뮬레이터에 관한 힘 제어계 설계

김진완<sup>†</sup> · 현동길\* · 남 양해\* · 김영배\*\*

### Design of Force Control System for a Hydraulic Road Simulator using QFT

Jin Wan Kim, Dong Ji Xuan, Yang Hai Nan, Young Bae Kim

**Key Words :** Hydraulic Road Simulator(유압 로드 시뮬레이터), Force Control System(힘 제어계), Hydraulic Servo System(유압 서보 시스템), QFT(Quantitative Feedback Theory, 정량적 궤환 이론), Robust Control(강인 제어), Uncertain Plant(불확실 플랜트)

#### Abstract

This paper presents the road simulator control technology for reproducing the road input signal to implement the real road data. The simulator consists of the hydraulic pump, servo valve, hydraulic actuator and its control equipment. The QFT is utilized to control the simulator effectively. The control system illustrates a tracking performance of the closed-loop controller with low order transfer function  $G(s)$  and pre-filter  $F(s)$  for a parametric uncertain model. A force controller is designed to communicate the control signal between simulator and digital controller. The efficacy of the QFT force controller is verified through the numerical simulation, in which combined dynamics and actuation of the hydraulic servo system are tested. The simulation results show that the proposed control technique works well under uncertain hydraulic plant system. The conventional software (Labview) is used to make up for the real controller in the real-time basis, and the experimental works show that the proposed algorithm works well for a single road simulator.

#### 1. 서 론

자동차의 피로하중은 이용자의 안정성 및 승차감과 친밀한 연관성이 있다. MTS 와 Schenck Co. 는 실험실에서 실제 도로 진동을 재현하는 다이내믹 로드 시뮬레이터를 개발하여 왔다. 다축 로드 시뮬레이터는 경제적인 이유도 있지만 제어의 확실성, 정확성, 안정성 때문에 유압 시스템이 활용된다. PID와 FRF 신호 재현기는 유압 제어에 널리

사용되고 있고, Ziegler-Nichols 튜닝 알고리즘은 PID 게인의 튜닝에 사용되어지고, 그리고 복소수의 해석은 FRF신호 발생기에 행해진다[1]. 이들은 유일하게 플랜트가 선형 시 불변(LTI) 시스템으로 가정되어질 때 사용이 가능하고, 많은 반복 계산이 따른다. 그러나, 로드 시뮬레이터에 주로 사용되는 유압 서보 시스템은 차량의 비선형 현가장치 요소인 부싱, 볼 조인트, 스프링 그리고 댐퍼도 있지만 서보 밸브의 변위와 하중의 변화에 따라 본래의 시스템 불확실성을 가지게 된다. 따라서, PID 와 FRF 방법은 폭넓게 실제 산업에 사용되지만, 새로운 제어 방법은 비선형 특성만큼 불확실한 시스템 변수들을 고려할 필요성이 있다.

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 전남대학교 대학원 기계공학과

E-mail : pilot-kim@hanmail.net

TEL : (062) 530- 0209

\* 전남대학교 대학원 기계공학과

\*\* 전남대학교 기계시스템공학부

1980년대부터 강인 제어 연구 중에, LQG/LTR 기법, H2/H $\infty$  기법,  $\mu$  기법 및 QFT (Quantitative Feedback Theory)는 주요한 주제이다. H2/H $\infty$  와  $\mu$  기법은 전달함수의 놈(norm)값을 이용하고, QFT는 크기와 위상의 정보를 포함한 복소수에서 전달함수를 해석한다. 1972년, Horowitz는 플랜트 불확실성과 외부의 외란들을 강인하게 제어할 수 있는 QFT를 재 정립하였다[2,3]. 1976년, Shaked는 반복 설계의 문제 해결하기 위해 불확실성 다변수 플랜트를 거의 대각선 형태로 변형하는 이론을 정립하였다[4]. 1982년, Horowitz는 다중 입출력(MIMO) LTI를 위해 고정점 이론을 이용하여 QFT를 보완 설계 하였다[5]. 1986년, Yaniv는 훨씬 간단하고 반복 설계를 줄일 수 있는 방법[6]을 제시하였다. 1988년, D'Azzo와 Houpis는 QFT 해석과 설계를 정립하였다[7]. 1993년, Borghesani는 QFT를 Matlab Toolbox 제작하였다[8-10]. 1998년, 박 명수는 다변수 정량적 피드백이론을 이용하고 루프 전달함수의 역 변환 없이 직접식 다 변수 정량적 피드백이론의 안정성 및 성능의 경계조건들을 계산하는 방법을 제안하였다[11].

QFT에서 가장 중요하게 강조되는 것은 플랜트에 존재하는 불확실성과 외란에 대해 강인성을 보장할 수 있는 주파수 영역에서 케환 제어계의 설계 방법이다. 특징은 최소의 대역폭을 갖는 저차수의 제어기를 설계하고, 크기와 위상을 함께 고려하여 불확실성과 외부 외란에 대하여 니콜스 선도를 이용한 루프 형성(Loop shaping)의 결과로 최적의 제어기가 얻어진다. 이 과정에서 강인 안정여유와 추종 성능인 경계 조건들을 만족하는 공칭 루프 및 제어기의 전달함수가 결정된다.

본 논문에서는 다축 유압 서보 시스템의 분산 제어를 미래에 사용하기 위해 단축 유압 시뮬레이터 제어에 역점을 두었다. 다축 시뮬레이터는 문체없이 단일 유압 시스템으로 분산 제어할 수 있다. 그런 이유로, 단 하나의 작동기에 대한 강인 제어는 대부분은 다축 제어를 위해 중요하게 여기며 현재 이 방향으로 연구가 이루어진다.

## 2. 단일 로드 시뮬레이터의 수학적 모델링

유압 서보 시스템은 전류를 입력 받아 서보 밸브를 개폐하여 유압펌프에서 가해진 작동유의 압력으로 유압 작동기를 구동하여 시편에 힘(부하)을 준다. 단일 로드 시뮬레이터의 수학적

모델링을 위하여 다음과 같은 가정들을 세운다[7,12,13].

- 1) 시스템의 공급 오일 압력( $P_h$ )과 배출 오일 압력( $P_s$ )는 일정하게 압력이 유지된다.
- 2) 서보 밸브의 Orifice 개구면적은 valve spool 변위에 대하여 비례특성을 갖는다.
- 3) 실린더 각 격실 내의 압력 분포는 균일하고, 작동 유체의 온도와 밀도는 일정하다.
- 4) 공동현상(cavitation)은 발생하지 않는다.
- 5) 서보 밸브는 임계 중립 밸브(critical center valve)이며 대칭적이다.

모델링의 구성은 유압 서보 밸브, 유압 작동기는 오리피스 유량 방정식과 연속적인 유량 방정식, 작동기에서 출력되는 부하(힘)으로 구분하여 수학적 모델링을 하였다.(참조 Fig.1)

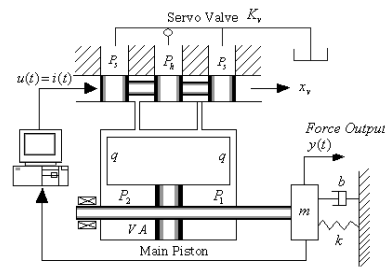


Fig. 1 Hydraulic servo system

입력전류  $i$ , 밸브 스푼의 변위  $x_v$ 의 전달함수를 2차 시스템으로 근사화 할 수 있다[14].

$$\frac{X_v(s)}{I(s)} = K_v \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (1)$$

$I$ : input current,  $X$ : displacement of valve spool,  $K_v$ : valve gain  
 $\omega_n$ : natural frequency of flapper,  $\xi$ : damping ratio

서보 밸브의 고유진동수( $\omega_n$ )는 유압실린더 보다 훨씬 크기 때문에 다음과 같이 간략화 할 수 있다.

$$x_v = K_v i \quad (2)$$

부하 유도 압력( $P_L$ )은 각 실린더 면에 대한 압력 차로 의미한다. 역학적인 표현은 다음과 같다.

$$P_L = P_1 - P_2, \quad P_h = P_1 + P_2, \quad P_2 = \frac{P_h - P_L}{2} \quad (3)$$

오리피스를 통과하는 유량은 다음과같이 주어진다.

$$q = q_h - q_s = c a x_v \sqrt{\frac{g}{\gamma}} (\sqrt{P_h + P_L} + \sqrt{P_h - P_L}) \quad (4)$$

$q$ : rate of flow of hydraulic fluid through the valve  
 $q_h$ : rate of flow of high pressure,  $q_s$ : rate of flow of pump  
 $P_L$ : load pressure,  $c$ : orifice coefficient,  $a$ : orifice area  
 $g$ : gravitational acceleration constant,  $\gamma$ : specific gravity

부하 반력을 고려하여,  $q$ 에 대한 연속적인 유량 방정식은 스푼 밸브 변위  $x$ 와 부하 압력  $P_L$ 함수로 표현할 수 있다.

$$q = f(x_v, P_L) \quad (5)$$

유량( $q$ )를 동작의 기준점 부근에서 선형화하면,

$$q = \left( \frac{\partial q}{\partial x} \right)_0 x_v + \left( \frac{\partial q}{\partial P_L} \right)_0 P_L = C_x x_v - C_p P_L \quad (6)$$

$$\text{where, } C_x = 2ca\sqrt{gP_h/\gamma}, \quad C_p = ca x_{v0}\sqrt{g/\gamma}/\sqrt{P_h}$$

오리피스에서 발생되어지는 비압축성 성분, 피스톤 주위의 누설 계수, 오일의 압축성을 고려하여 더욱 정밀한 해석을 할 수 있다.

$$q = q_0 + q_c + q_L = A\rho\dot{y} + \frac{\rho V}{K_B}\dot{P}_L + LP_L \quad (7)$$

$$C_x x = A\rho\dot{y} + \frac{\rho V}{K_B}\dot{P}_L + (L + C_p)P_L$$

$q_0$ : incompressible component  $q_c$ : compressible component,  $q_l$ : leakage component

$A$ : piston area,  $\rho$ : density  $K_B$ : bulk modulus of the hydraulic oil

$V$ : volume of fluid under compression  $L$ : the leakage coefficient of the whole system

작동기에서 출력되어진 힘의 방정식은,

$$F = n_F A P_L \quad (8)$$

$F$ : force of output,  $n_F$ : the force conversion efficiency of the unit

$A$ : the area of the main actuator piston

발생되어진 힘은 부하질량, 마찰과 변위에 작용하므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$F = M\ddot{y} + B\dot{y} + Ky = n_F A P_L \quad (9)$$

$M$ : load mass,  $B$ : damping friction coefficient

$K$ : stiffness coefficient

식(1)부터 식(9)까지 모두 조합하면, 다음과 같은 방정식이 얻어진다.

$$C_x K_v \ddot{y} = \frac{\rho VM}{K_B n_F A} \ddot{y} + \left[ \frac{\rho VB}{K_B n_F A} + (L + C_p) \frac{M}{n_F A} \right] \dot{y} + \left[ C_b + \frac{VK}{K_B n_F A} + \frac{B}{n_F A} (L + C_p) \right] y + \left[ \frac{K}{n_F A} (L + C_p) \right] y \quad (10)$$

그러므로, 입력  $I$  와 출력  $Y$  의 플랜트 방정식이 얻어진다.

$$P(s) = \frac{Y(s)}{I(s)} = \frac{C_x K_v}{as^3 + bs^2 + cs + d} \quad (11)$$

$$a = \frac{\rho VM}{K_B n_F A}, \quad b = \left[ \frac{\rho VB}{K_B n_F A} + (L + C_p) \frac{M}{n_F A} \right]$$

$$c = \left[ C_b + \frac{\rho VK}{K_B n_F A} + \frac{B}{n_F A} (L + C_p) \right], \quad d = \left[ \frac{K}{n_F A} (L + C_p) \right]$$

a,b,c,d 의 파라미터들은 유압의 압축성, 누설, 전자적인 서보 메커니즘, 오리피스의 비선형 요소를 포함한 불확실한 실린더 특성들을 나타낸다. 이러한 파라미터들은 상수로 표현할 수 없기 때문에 변화하는 파라미터의 경계들을 결정해야만 한다. 구성 요소들을 명확히 하기 위해 다른 논문들과 부품 사양들로 파라미터들을 참조하여, 이 파라미터 경계들을 계산 하였다.

### 3. QFT 이론

본 연구에서는 Fig. 2 와 같이 MISO(Multi-Input Single-Output) 구조의 2 자유도 제어 시스템에 적

용된 설계이론이다.

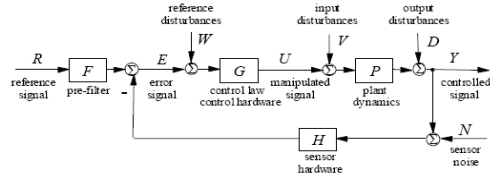


Fig. 2 The single loop feedback system

Horowitz(1963)에 의해 처음 제안된 QFT 는 플랜트 P(s)에 존재하는 불 확실성과 외란에 대해서 요구된 계통의 제어 성능을 보장하기 위한 주파수 영역에서의 강인 제어기 설계 이론이다. 요구되는 되먹임 양은 계통의 설계 사양으로 주어지는 강인 안정 여유, 추적 사양과 외란 제거 사양에 의해 조합된 경계 조건들과 플랜트의 파라미터에 포함된 불확실성 집합에 의해서 조정된다[5,9,11,12]. 이 세가지 특성들은 진폭과 위상을 포함한 복소 평면에서 확실한 경계들을 가진다. 플랜트의 파라미터 변화에 따라 형성된 템플릿이 구성 되어지는 불확실한 플랜트는 니콜스 선도에서 세가지 경계 위에 만족하는 설계가 되어져야 한다. QFT 를 이용한 제어계의 설계 목적은 주어진 제어성능을 만족하는 제어기 G(s)와 전 필터 F(s)를 설계하는 것이며, 설계 과정은 다음과 같다.

#### 1) 설계 사양

상승 시간, 과도 응답 그리고 정착 시간과 같은 특징적인 설계 사양들은 시간 영역에서 주파수 영역으로 변환한다. 또한, 강인 안정 조건과 추적 경계 조건으로 주어지는 추적 사양과 외란 제거 사양을 포함 한다.

#### 2) 플랜트 템플레이트(Plant Templates)

플랜트의 불확실성을 니콜스 선도에서 나타내는 것이 필요하다. 플랜트 템플레이트는 가능한 플랜트 파라미터의 변동에 전부를 포함한 플랜트의 주파수 응답을 표현한 그래프적인 경계이다.

#### 3) 경계 조건

일반적으로 경계들은 다음과 같이 표현된다.

i) 강인 안정성의 여유(Stability margin),

$$\left| \frac{PG}{1+PG}(j\omega) \right| \leq 1.2, \quad \omega \geq 0, \quad P \in \mathcal{P} \quad (12)$$

$P$ : plant,  $G$ : feedback controller

ii) 추적 사양(Tracking specification),

$$T_U(\omega) \leq \left| F \frac{PG}{1+PG}(j\omega) \right| \leq T_L(\omega), \quad (13)$$

$T_U$ : the upper bound,  $T_L$ : the lower bound  $F$ : pre\_filter

iii) 외란 제거 사양(Disturbance rejection specification)

플랜트 템플레이트에 의해서 합성되는 경계 조건을 계산할 필요가 있다. 이 경계 조건들에 의해서 결정할 공칭루프 전달함수의 주파수 응답인 루프 형성을 위한 최종 경계 조건이 니콜스 선도에 주어진다.

4) 루프 형성(Loop shaping)

요구되는 경계 조건들을 니콜스 선도에 나타내고, 불확실한 템플릿은 언급한 경계들 위에 조건에 맞는 루프 전달함수를 결정할 수 있다. 이러한 절차를 루프 형성이라고 불리운다. 최적의 설계를 위해 강인 안정여유를 나타내는 U-곡선에 근접하고, 합성된 최종 경계 조건들을 만족하는 공칭 루프 전달 함수  $L_0(s)$ 가 결정된다.

5) 제어기 설계

루프 형성의 결과로 얻어진 공칭 루프 전달함수는 Fig. 2로부터  $L_0(s) = G(s)P_0(s)$ 이므로 제어기 전달함수  $G(s) = L_0(s)/P_0(s)$ 를 구할 수 있다.  $P_0(s)$ 는 공칭 플랜트(Nominal plant)이다.

6) 전 필터(Pre-filter) 설계

추적 사양 조건에 맞는 주파수 대역을 통과시키는 입력 필터를 설계한다.

4. 로드 시뮬레이터의 힘 제어기 설계

Fig.2 와 2 장의 결과를 고려하여, 로드 시뮬레이터는 4 개의 파라미터 집합 모델로 구성된다.

$$P = \left\{ P(s) = \frac{359.6}{as^3 + bs^2 + cs + d} \right\} \quad (14)$$

a,b,c,d 는 불확실한 파라미터를 나타낸다. 서보 밸브의 스펙 변위와 부하 질량에 따른 파라미터 변동 범위는 다음과 같다.

$$a = [2.147e-6, 6.135e-6], b = [0.01333, 0.06777]$$

$$c = [0.03647, 0.05131], d = [0.01904, 0.03388]$$

로드 시뮬레이터의 최대 작동 주파수는 약 50Hz 이므로 이산 주파수는 다음과 같이 선정한다.

$$\omega = [0.01, 0.1, 0.5, 1, 3, 5, 10, 20, 30, 50]$$

언급한 불확실한 파라미터와 작동 주파수 범위가 포함된 플랜트 템플릿들은 그림 3 과 같이 니콜스 선도에 나타내었다. 그림 3 에서, 수평축은

위상각, 수직축은 크기(dB)이다. 플랜트는 50Hz 에서 미소한 위상 변화를 보임으로써 선정된 주파수 대역은 적절함을 알 수 있다.

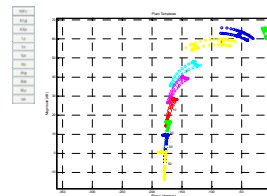


Fig. 3 Plant Template

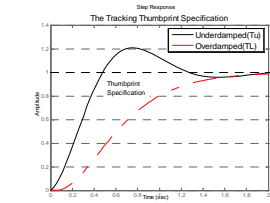


Fig. 4 The Tracking thumbprint Specification

식(13)에 나타낸 것과 같이, 상한과 하한 경계들은 Fig. 4 와 같이 시간 영역으로 설계할 수 있다. 각 경계들의 대응되는 부분은 식(15), (16)처럼 주파수 영역으로 변환할 수 있다.

$$T_U(j\omega) = \frac{0.6584(j\omega + 30)}{(j\omega)^2 + 4(j\omega) + 19.752} \quad (15)$$

$$T_L(j\omega) = \frac{8400}{(j\omega + 3)(j\omega + 4)(j\omega + 10)(j\omega + 70)} \quad (16)$$

Fig. 5 는 모든 경계 조건들을 만족하는 최종 루프 형성 결과를 나타 내었다. 루프 형성은 U-곡선의 인터셉트이며, 모든 주파수 범위에서 경계 조건들을 만족하였다.

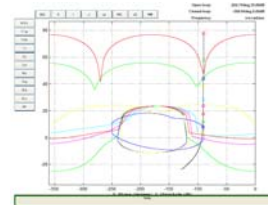


Fig. 5 Loop shaping

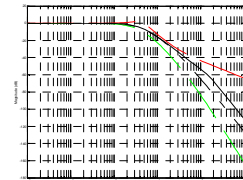


Fig. 6 Pre-filter design

Fig. 5 의 결과를 이용하여, 로드 시뮬레이터의 최종 힘 제어기  $G(s)$  설계는 2 차 전달함수로 식(17)과 같다.

$$G(s) = \frac{0.0565(s^2 + 1.66s + 1)}{s(s/1600 + 1)} \quad (17)$$

H2/H $\infty$  기법,  $\mu$  기법과 같은 다른 강인 제어기는 일반적으로 QFT 보다 고차 전달 함수로 설계되기 때문에 QFT 장점은 저 차수 전달함수 설계임이 명백하다.

마지막으로, Fig. 6 과 같이 전 필터는 실린더의 작동하는 범위를 고려하여 설계하였다. Fig. 6 을 고려한, 전 필터  $F(s)$  설계는 식(18)과 같이 설계하였다.

$$F(s) = \frac{1}{(s/4 + 1)(s/5 + 1)} \quad (18)$$

## 5. 시뮬레이션 결과

첫째로, 설계된 제어기가 설계목적에 타당하는지 알 수 있도록 공칭 플랜트에 스텝응답을 실험하였다. Fig.7 에 보여진 것과 같이, 스텝 응답은 과도 응답 없고, 0.01s 에 매우 빨리 수렴함을 알 수 있었다.

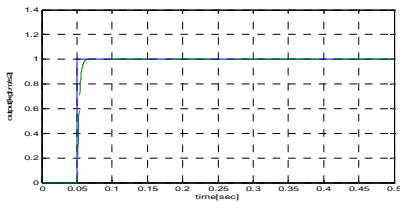


Fig. 7 Step response of  $L_0(s)/1+L_0(s)$

다음은, 불확실한 a,b,c,d 계수들의 변화에 따라 시스템 변화에 대응하는 제어기의 강인성을 점검하는 시뮬레이션을 하였다. 4 가지 경우를 선정하였다. 경우 1 은 공칭 플랜트 조건이며, 경우 2 는 계수 a 의 변화에 의한 것이며, 경우 3 은 계수 b,c,d 가 변화할 때 이며, 마지막, 경우 4 는 a,b,c,d 모두 변화할 때 이다. 이 4 가지 실험 조건은 표 1 에 정리하였다.

Table 1. Parameter Variation of Plants

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
a	2.147e-6	6.135e-6	2.147e-6	6.135e-6
b	0.01333	0.01333	0.06777	0.06777
c	0.03647	0.03647	0.05131	0.05131
d	0.01904	0.01904	0.03388	0.03388

각 경우에 랜덤 입력을 사용하였으며 그것들의 출력은 Fig. 8 과 같다.

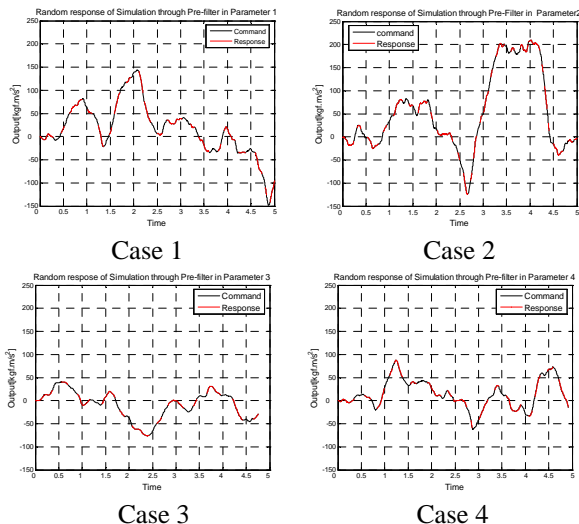


Fig. 8 Random response of  $F(s)L_0(s)/1+L_0(s)$  in Table 1.

위의 결과들로부터 설계된 제어기가 비선형 요소와 유체 누설로 불확실한 모델링 오차들 때문에 약간의 계수 변화들을 가지는 것 조차도 강인하다고 우리는 결정할 수 있었다

## 6. 실험 결과

로드 시뮬레이터의 입력 신호는 도로 파동을 가지는 신호이다. 이 신호는 일반적으로 도로와 차량의 속도에 따라 약 2Hz ~ 40Hz이다[15]. 본 실험에서는 랜덤 가진 신호 주파수 대역을 최대 40Hz를 채택 하였다. Fig. 9은 단축 QFT 힘 제어 위한 실험 장치이다. Fig. 10은 그것의 다이어그램이다.



Fig. 9 The Real Plant of Dynamic Road simulator

시험은 국내에 시판된 중형차종의 하나인 전륜 현가장치(부싱과 볼 조인트 포함)를 사용하였고, 힘 제어는 유압 작동기의 로드 끝부분에 볼 조인트를 통해 가해 졌다. 로드 끝부분 동일 선상에 로드 센서가 부착되었다. 실린더에 150bar의 공급 압력이 가해 졌다.

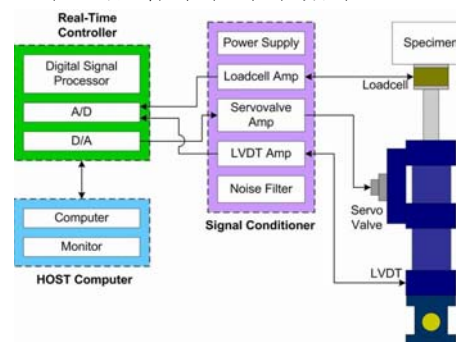


Fig. 10 Schematic diagram for the experiment rig

실시간 제어를 위해 Labview software 를 이용하여 GUI(Graphic User Interface)를 만들었다. Fig. 11 는 GUI 결과이다. 그림에서 보면, 흰색 선은 랜덤 입력 신호이며, 적색 선은 제어된 실린더 응답이다. 실제 실험 결과는 설계된 제어기로 40Hz 에서 잘 추종함을 알 수 있다.

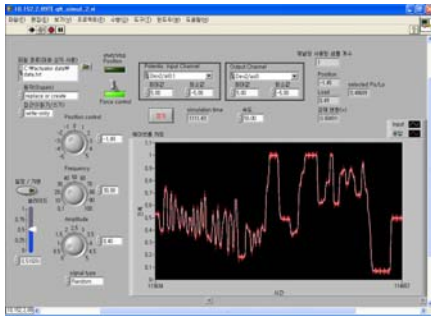


Fig. 11 Designed Software using Labview

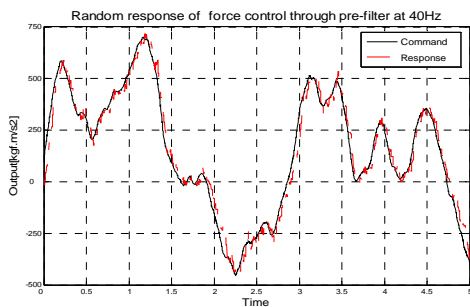


Fig. 12 Random Response of Force Control through Pre-filter at 40Hz.

여러 가지 실험 조건들로 실험하면서 입출력 신호들을 저장한 후에, Fig. 12 에 결과의 일부를 나타내었다. 그림에서 보면, 흑색 실선은 랜덤 입력 신호이며, 적색 점선은 실린더 출력 응답이다. 주된 주파수는 2Hz 이고 최고 40Hz 까지의 성분이 포함된 랜덤과 입력을 잘 추종함을 알 수 있다. 또한 오차율도 1% 이내이다.

## 7. 결론

유체의 압축성, 유체의 누설, 전자적인 서보 구성 요소 그리고 기계적인 연결의 비선형성과 같은 불확실한 파라미터들을 가진 단일 로드 시뮬레이터의 작동에 대한 강인한 제어를 설계하였다. 안정성, 추종성, 외란의 제거 사양과 같은 설계 경계조건들은 크기와 위상을 수반한 QFT 알고리즘에 의하여, 강인한 제어기는 근사한 파라미터 불확실성 아래에 설계되어졌다. 제어기 설계 목적은 실시간 제어 방법에서 효율적인 저차수 전달함수이다. 시뮬레이션과 실제 실험 결과들은 고안한 방법이 40Hz 내에서 1% 내외의 오차로 유압 로드 시뮬레이터가 제어되는 것을 보여 주었다. 그러므로, 설계한 제어기는 미래에 다축 로드 시뮬레이터 제어에 대한 기초로 활용할 수 있을 것이다.

## 후 기

실험 장치의 제공과 기술적 도움을 주신 주식회사 JKS(정광 기공 시스템)에게 감사드립니다.

## References

- (1) Ziegler, J.G., Nichols, N.B., 1942, "Optimum Settings for Automatic Controllers", *ASME Trans.*64, pp.759-68.
- (2) Horowitz, I.M., 1963, "Synthesis of Feedback Systems", Academic Press, New York.
- (3) Horowitz, I.M., Sidi, M., 1972, "Synthesis of feedback systems with large plant ignorance for prescribed time-domain tolerance," *Int.J. Control*, 16(2),pp.287-309.
- (4) Shaked, U., Horowitz, I.M., and Glode, S., 1976, "Synthesis of Multivariable Basically Non-interacting Systems with Significant Plant Uncertainty", *Automatica*, Vol.12, pp.61~71.
- (5) Horowitz, I.M., 1982, "Improved Design Tech-nique for Uncertain Multi Input Multi Output Feedback Systems", *Int.J. Control*, Vol.36,No.6, pp.977~988.
- (6) Yaniv, O.,Horowitz. I.M., 1986, "A Quantitative Design Method for MIMO Linear Feedback Systems Having Uncertain Plants", *Int.J. Control*, 43, pp. 402~421.
- (7) D'Azzo, J.J., Houpis, C.H., 1988, "Linear Control System Analysis", McGraw - Hill Inc..
- (8) Horowitz, I.M., 1992, "Quantitative Feedback Theory(QFT)", QFT Publication,4470 Grinnell Ave., Boulder, Colorado, 80303.
- (9) Borghesani, C., 1993, "Computer Aided Design of Robust Control Systems Using the Quantitative Feedback Theory", M.S. Thesis, Mechanical Engineering Department, University of Massachusetts, Amherst,MA.
- (10) Chait, Y. and Yaniv, O., 1993-2003, "Quantitative Feedback Theory Toolbox User's Guide", Terasoft Inc.
- (11) 박 명수, 이 재원, 1998, "직접식 다변수 정량적피드백 이론", 대한기계학회논문지 A 권 제 22 권 제 3 호,pp.562-568.
- (12) Zang, R., Alleyene and Prasetiwan, E., 2002, "Modeling and  $H_2/H_\infty$  MIMO Control of an Earthmoving Power Train", *ASME, J.of Dynamic System, Measurement Control*, 124(4),pp.625-636.
- (13) Katsuhiko, O., 2002, " Modern Control Engi-neering", Prentice Hall,Inc.
- (14) Thayer, W.J., 1965, " Transfer Functions for Moog Servo valves", Moog INC.
- (15) Jeong, S.,Kim, J. and Ryu, S., 2001, A Study on Operational Software Development and Calibration of Multi-axis Vibrating Testing Device, *Transactions of KSAE*,9(2),pp.143-151.
- (16) Chait, Y. and Hollot, C.V., 1990, "A Comparison Between  $H_\infty$  Methods and QFT for a single-loop Plant with Both Parametric Uncertainty and Performance Specifications", *Recent Development in Quantitative Feedback Theory*, *ASME WAM Conf.*, O.D.I Nwokah, ed., pp. 33~40.