

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2015.39.11.1113>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

유압실린더의 위치제어를 위한 시스템 인식을 통한 FRF 기반의 제어기 설계 방법[§]

서형규* · 김동환*† · 박종원**

* 서울과학기술대학교 기계설계로봇공학과, ** 한국기계연구원

FRF based Position Controller Design through System Identification for A Hydraulic Cylinder

Hyoung Kyu Seo*, Dong Hwan Kim*† and Jong Won Park**

* Dept. of Mechanical Design and Robot Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

** Reliability Assessment Center, Korea Institute of Machinery and Materials

(Received February 17, 2015 ; Revised August 5, 2015 ; Accepted August 10, 2015)

Key Words: System Identification(시스템 인식), FRF(주파수 응답), DFT(이산 푸리에 변환), Hydraulic Cylinder(유압 실린더)

초록: 본 논문은 소형 6축 가진기에 적용되는 유압 실린더의 위치제어를 위한 제어기 설계 방법을 제안하였다. 먼저, 가진기의 움직임을 정확히 제어하기 위해서 각각의 유압 실린더의 정확한 위치 제어가 필요하다. 따라서 본 논문에서는 FRF(Frequency Response Function)을 적용한 시스템 인식 기법을 이용하여 유압 실린더의 위치 제어를 위한 제어기 알고리즘을 제안하였다. FRF는 액츄에이터의 입력에 따른 출력의 거동을 확인한 후, 전달함수를 계산하고 최종적으로 새로운 제어 입력을 생성하는 방법이다. 최종 결과는 PID 제어기와 비교하여 성능을 확인하였다.

Abstract: In this study, we have focused on the design of a controller and an operating program for the operation of the hydraulic actuators used in a shaker. To control the motion of the shaker accurately, the position of each hydraulic cylinder should be controlled precisely even under an uncertain environment. For this purpose, we have suggested a control algorithm using an FRF (frequency response function) based control which senses the behavior of the actuator in advance, calculates a transfer function through the system identification method, and provides the final control input. The experimental results on the performance of this system were compared with that of a simple PID control algorithm.

- 기호설명 -

R_{xx} : Auto Correlation Function

R_{xy} : Cross Correlation Function

S_{xx} : Auto Spectral Density

S_{xy} : Cross Spectral Density

τ : 시간지연

ζ : 시간지연

$\tilde{X}(k)$: 이산 푸리에 변환

$\tilde{x}(k)$: 이산 푸리에 역변환

N : 샘플링 수

1. 서론

제품 개발과정에서 제품의 내구성 및 강도 등의 신뢰성을 평가하기 위하여 진동을 발생시키는 가진기 위에 제품을 오랜 시간 동안 노출 시킨 후 그 변화를 관찰한다. 하지만 대부분의 가진기

§ 이 논문은 대한기계학회 2014년도 추계학술대회(2014. 11. 11.-14., 김대중컨벤션센터) 발표논문임.

† Corresponding Author, dhkim@seoultech.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

의 경우 단 방향이거나 3 자유도만을 이용하여 실험을 하고 있기 때문에 일상생활에서 발생하는 진동에 대하여 정확히 표현할 수 없는 문제점을 가지고 있다. 따라서 6 DOF (Degree of Freedom) 를 가지는 가진기를 개발하여 일상생활에서 발생하는 진동과 흡사한 형태의 움직임을 구현함으로써 더 높은 수준의 신뢰성 평가를 할 수 있는 시스템이 필요하다.^(1,2)

현재 개발 중인 가진기는 Fig. 1과 같이 6개의 실린더를 사용하는 6축 가진기이다. 유압시스템 (Hydraulic system) 으로 구성 되어 있으며, Roll, Pitch, Yaw 의 회전 운동과 X, Y, Z 축으로의 병진운동을 구현할 수 있다. 따라서 가진기의 기구학 및 동역학 모델링을 구현하고 이 결과로부터 6 자유도 운동을 위한 각각의 유압 실린더의 입력을 결정해야 한다.

본 연구에서는 6 DOF 가진기에 사용되는 액츄에이터의 구동을 위한 제어기 설계와 시스템 제어 운영 프로그램 구현에 초점을 맞추었다. 먼저 가진기의 움직임을 정확히 제어하기 위해서는 각 축의 유압 실린더의 위치를 정확히 제어 할 수 있어야 한다. 만약 한 축의 위치에서 오차가 발생한다면 전체 움직임이 틀어지면서 정확한 운동을 구현할 수 없기 때문에 정확한 유압실린더의 위치제어를 최종 목표로 하였다. 유압실린더의 위치제어를 위한 제어알고리즘의 기본 개념은 FRF (Frequency Response Function)을 이용한 개회로 제어(Open Loop Control)이다. 각 유압 실린더의 거동을 확인하고 주파수 분석을 통한 시스템 인식 (System Identification) 으로 전달함수를 구하는 제어 알고리즘을 구성하였다.⁽³⁻⁵⁾ 시스템이 선형인 경우는 Bode선도를 통하여 입력주파수에 대한 입력과 출력의 비를 이용하면 주파수 응답성

을 알 수 있다. 그러나 시스템에 비선형성이 있거나 파라미터가 변할 경우 선형모델에 의한 주파수 응답을 구하여 제어기를 설계 할 경우 신뢰성에 문제가 발생한다.

2. 시스템 인식

본 연구는 유압 실린더의 입출력 신호를 FRF 를 이용하여 시스템의 전달함수를 계산하는 것이 목적이다. 최종적으로 이를 통해 원하는 제어 목표를 그대로 추종할 수 있도록 하는 새로운 제어 입력을 생성하는 것이다. FRF 알고리즘은 입출력 신호들을 푸리에 변환한 후 스펙트럼 분석을 이용하여 계산할 수 있다.

2.1 푸리에 변환(Fourier Transform)

시스템 인식의 첫 번째 순서는 유압 실린더의 입출력 신호와 목표 신호를 푸리에 변환을 통하여 주파수 영역으로 이동시키는 것이다. 푸리에 변환의 공식은 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad -\infty < f < \infty \quad (1)$$

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f)e^{j2\pi ft} df \quad -\infty < t < \infty \quad (2)$$

식 (1)은 시간 영역의 신호 $x(t)$ 를 푸리에 변환하여 주파수 영역으로 이동시킨 것이고, (2)는 반대로 푸리에 역변환을 통하여 주파수 영역의 신호를 시간 영역으로 이동시킨 것이다.

본 논문에서는 위의 푸리에 변환을 실제 DSP 와 같은 이산화 시스템에 적용시켜야 하기 때문에 아래와 같이 DFT (Discrete Fourier Transform) 을 이용하여 구현하였다.⁽⁷⁾

$$\tilde{X}(k) = \sum_{n=0}^{N-1} \tilde{x}(n)e^{-jk(\frac{2\pi n}{N-1})} \quad (3)$$

$$\tilde{x}(k) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} \tilde{X}(k)e^{jk(\frac{2\pi n}{N-1})} \quad (4)$$

위의 공식을 이용하여 Fig. 2와 같이 세 가지 신호에 대하여 DFT를 수행하였다.

위 Fig. 2에서 $x(t)$ 와 $y(t)$ 는 각각 유압 실린더의 입출력 신호이고 $r(t)$ 는 제어 목표 신호이다. 따라서 위의 세 가지 신호를 이용하여 시스템 인식 후 새로운 제어 입력 $u(t)$ 를 계산하게 된다.

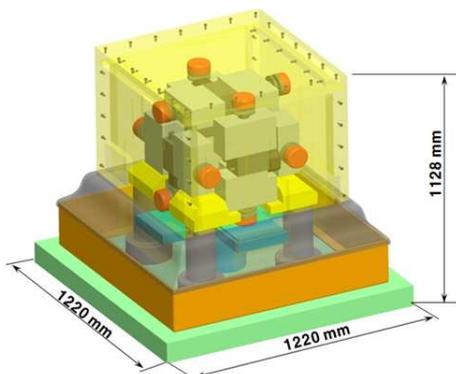


Fig. 1 6 DOF shaker

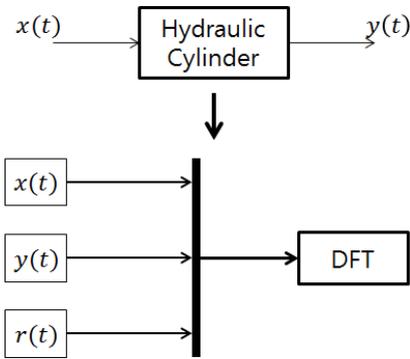


Fig. 2 DFT process

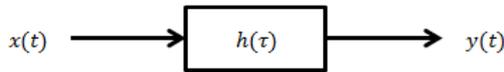


Fig. 3 Single input and single output system

2.2 합성 곱(Convolution)

푸리에 변환을 이용한 시스템의 전달함수를 계산하기 위해서는 시스템의 입력과 출력 사이의 성질을 이용해야 한다.

Fig. 3과 같은 임의의 시스템에서 입력 신호 $x(t)$ 와 출력 신호 $y(t)$ 는 다음 식 (5)와 같이 합성 곱의 형태로 나타낼 수 있다.

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau)x(t-\tau)d\tau = h(t)*x(t) \tag{5}$$

식 (5)를 푸리에 변환하면 (6)과 같이 단순 곱의 형태로 표현된다.

$$Y(f) = H(f)X(f) \tag{6}$$

따라서 식(6)을 이용하여 전달함수를 계산할 수 있다.

$$\frac{Y(f)}{X(f)} = H(f) \tag{7}$$

식 (7)은 시스템의 입출력 관계를 이용하여 계산한 전달함수 이다. 하지만 위 식을 시스템 인식 기법으로 사용하기에 문제점이 있다. 이 경우 신호 주파수를 지속적으로 증대해 가면서 입력과 출력 간 크기비와 위상을 기록해 가면서 전달함수의 모델을 찾아야 한다. 즉 입력되는 신호가

모든 주파수 성분을 포함하지 않으면 전달함수가 정확하게 계산되지 않는다. 따라서 비교적 많은 주파수 성분을 가진 시간함수를 압력 신호로 적용하고 이를 주파수로 전환하여 전달함수를 구할 수 있는 방법을 이용하여 FRF 기반 전달함수를 예측하는 방법을 제시하여 제어기를 설계하는 방법을 제시한다.

2.3 Auto and Cross Spectral Densities

시스템의 전달함수를 계산하기 위하여 Auto and Cross Spectral Densities를 이용하였다. Spectral Density는 신호의 주파수 영역에서의 에너지 밀도를 나타내는 지표로서 Correlation Function의 푸리에 변환의 형태로 나타낼 수 있다.

$$S_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau)e^{-j2\pi f\tau}d\tau \tag{8}$$

$$S_{xy}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy}(\tau)e^{-j2\pi f\tau}d\tau \tag{9}$$

위 식 (8)와 (9)에서 S_{xx}, S_{xy}, R_{xx} , 와 R_{xy} 는 각각 Auto Spectral Density, Cross Spectral Density, Auto Correlation Function, 그리고 Cross Correlation Function을 나타낸다. 그리고 Spectral Density는 다음과 같이 계산된다.

$$S_{xx}(f) = \frac{2}{T}[|X(f, T)|^2] = \frac{2}{T}X(k)*X(k) \tag{10}$$

$$S_{yy}(f) = \frac{2}{T}[|Y(f, T)|^2] = \frac{2}{T}Y(k)*Y(k) \tag{11}$$

$$S_{xy}(f) = \frac{2}{T}[X(f)Y(f)] = \frac{2}{T}X(k)*Y(k) \tag{12}$$

이제 위의 식들과 합성 곱의 성질을 이용하여 시스템의 전달함수를 다음과 같이 계산할 수 있다. 식 (5)와 같은 출력에 시간지연 τ 가 존재한다고 가정하면 (13)과 같이 시스템이 표현될 수 있다.

$$y(t+\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\eta)x(t-\eta+\tau)d\eta \tag{13}$$

식 (13)에 입력 신호 $x(t)$ 를 곱하면 아래 식 (14)와 같이 계산된다.

$$x(t)y(t+\tau) = \int_0^{\infty} h(\zeta)x(t)x(t+\tau-\zeta)d\zeta \tag{14}$$

식 (14)의 관계를 이용하면 다음과 같이 Correlation Function의 형태로 표현할 수 있다.

$$R_{xy}(\tau) = \int_0^{\infty} h(\zeta)R_{xx}(\tau - \zeta)d\zeta \quad (15)$$

식 (15)의 관계를 잘 살펴보면, 식 (5)와 같이 Cross Correlation Function과 Auto Correlation Function의 합성 곱의 형태로 표현된 것을 확인할 수 있다. 따라서 위 식을 푸리에 변환하면 다음과 같이 계산된다.

$$S_{xy} = H(f)S_{xx}(f) \quad (16)$$

단일입출력 시스템인 경우 전달함수는 아래와 같이 표현된다.

$$H(f) = \frac{S_{xy}}{S_{xx}} \quad (17)$$

식 (17)은 최종적으로 계산된 전달함수이다. 식 (7)의 관계에 적용시켜 출력신호 $R(f)$, 제어 목표를 $U(f)$ 로 두고 계산하여 새로운 제어 입력을 생성한다.

$$R(f) = H(f)U(f) \quad (18)$$

이므로 최종 제어입력은

$$U(f) = H^{-1}(f)R(f) \quad (19)$$

가 된다.

마지막으로 식 (19)의 신호를 푸리에 역변환을 통해 시간영역의 신호로 변환 한 후 실제 시스템에 적용시킨다. 이와 같은 시스템 인식 기법에 기반 한 제어방식은 특정 신호 (비교적 많은 주파수를 포함한 신호)를 플랜트에 인가시켜 입력과 출력의 측정값으로 Spectral density를 계산하기 때문에 전달함수의 계산이나 추정이 비교적 정확하고 간단해지는 장점이 있다.

3. 시스템 구성

3.1 유압 밸브 시스템

소형 6축 가진기에 사용된 유압 실린더를 제어하기 위하여 유압 밸브를 이용한 제어 시스템을 Fig. 4와 같이 구성하였다.

전체 시스템의 제어는 DSP를 이용하였다. 유압

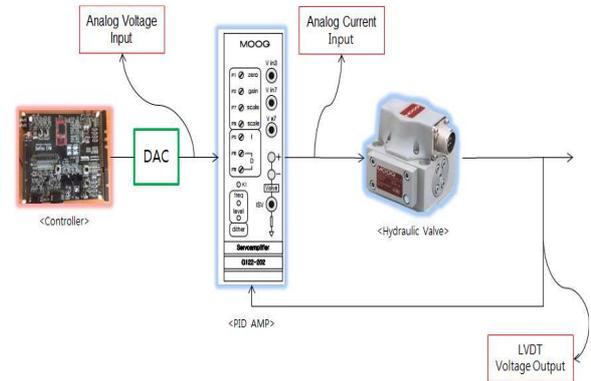


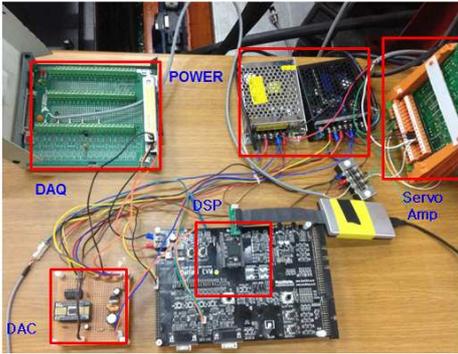
Fig. 4 Hydraulic valve control system

밸브의 경우 입력되는 신호의 크기에 비례하여 밸브가 개방되기 때문에 입력과 속도가 1차 시스템으로 나타나게 된다. 서보밸브 입력과 실린더 속도와는 통상 1차 모델로 사용하기에 정확한 차수 모델이 아니므로 위치제어를 위해서는 PID 서보앰프를 구성하여 밸브업체에서 통상적으로 제공한다. 따라서 유압 실린더의 특수성으로 인하여 PID 를 채용하지만 파라미터가 변하거나 비선형성이 발생하면 PID제어기를 사용 시 정확한 제어 성능이 구현되지 않는 경우가 많이 발생하므로 위치 제어를 위한 PID 서보앰프를 추가하였고, 별도의 DAC(Digital to Analog Converter)를 부착하여 전압을 입력 신호로 인가하였다. 따라서 시스템 인식을 위한 입출력 신호는 DAC의 출력 전압과 유압 실린더의 끝에 부착된 LVDT (Linear Voltage Output)의 출력 전압을 이용하였다. 유압 실린더 및 서보밸브로 구성된 제어시스템의 경우 유압시스템을 선형 모델로 하여 제어기가 설계되는 경우도 많다.⁽⁸⁻¹⁰⁾

Fig. 5는 실제 실험 장치 구성이다. Fig. 5의 (a)는 제어기 구성 회로 및 데이터 취득 보드이며 (b)는 실제 적용한 유압실린더 및 서보 밸브이고 (c)는 FRF를 적용한 유압서보시스템의 블록선도를 표시한다.

3.2 제어 시스템

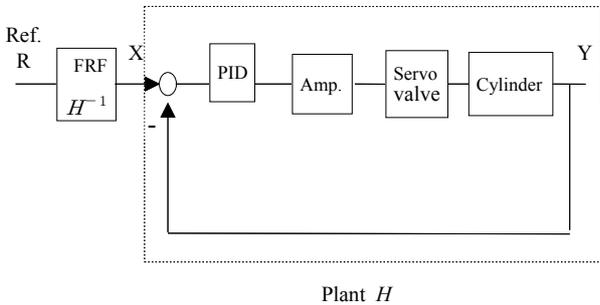
유압 밸브와 PID 서보앰프를 포함해서 하나의 플랜트로 놓고 시스템 인식 알고리즘을 설계 하였다. 서보밸브의 입력 신호와 실린더 위치간의 복잡한 모델링을 정확하게 기술하기가 용이하지 않고 또한 정확도가 부족하고 일부 비선형성과 파라미터의 변화가 수시로 발생하므로 최초 밸브



(a) DSP circuit



(b) Hydraulic cylinder



(c) Block diagram for control system

Fig. 5 Hydraulic valve control system and block diagram for control system

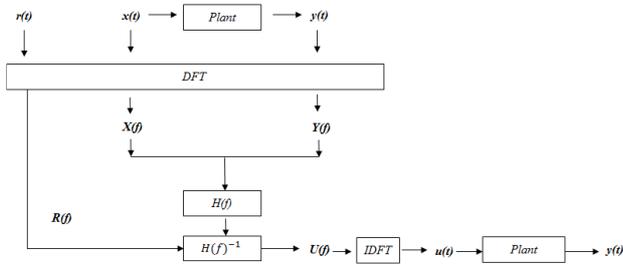
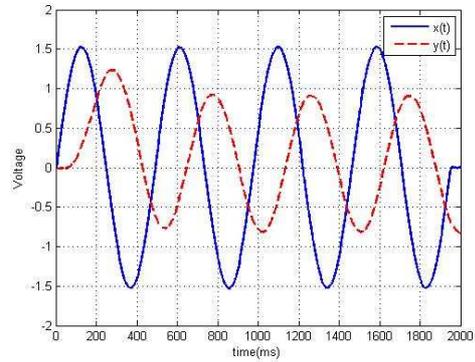


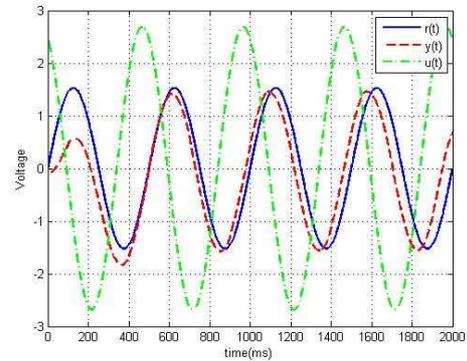
Fig. 6 Position control loop using system identification

입력으로부터 최종 실린더 위치 출력간의 시스템 인식을 하였다.

Fig. 6의 (a)는 플랜트의 입력과 출력, 제어 목



(a) PID control results without system identification



(b) Control results after system identification

Fig. 7 Control performance comparison by PID (a) and system identification (b) of single frequency signal

표 신호를 이용한 시스템 인식 과정을 나타낸 것이다. 시스템 인식 과정을 거쳐 최종적으로 제어 입력 $u(t)$ 가 생성되고 (b)의 그림처럼 다시 플랜트로 입력되어 제어 목표 신호 $r(t)$ 가 출력된다.

4. 실험 결과

4.1 단일 주파수 신호

FRF 알고리즘을 이용하여 유압 실린더의 위치 제어를 구현했다. 먼저 단일 주파수 성분을 가진 Sine wave를 이용하여 시스템 인식을 하였다.

Fig. 7은 단일 주파수 신호를 이용한 시스템 인식의 결과이다. (a)는 PID 앰프만을 이용한 결과이다. 입력신호 $x(t)$ 에 대한 출력 $y(t)$ 는 진폭이 감소하고 위상 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있다. $x(t)$ 와 $y(t)$ 를 이용하여 시스템 인식을 거친 후 새로운 제어 입력을 다시 유압 실린더에 입력하여 출력된 결과를 도식한 것이 (b)이다. 제어 목표 신호와 출력 신호가 거의 같은 형태를 나타내는 것을 확인할 수 있다.

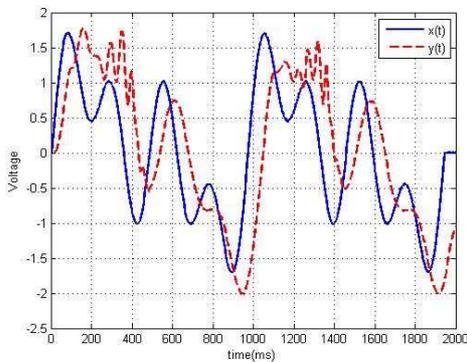
반면 시스템 인식을 기반으로 설계한 제어 방식은 환경의 변화가 발생해도 사전에 입력과 출력신호로 시스템의 전달함수를 찾아내기 때문에 파라미터의 변화에 잘 적응할 수 있다. 즉 파라미터의 변화가 예상될 경우 시스템 인식과정을 수행하여 새로운 전달함수를 구하고 이를 기반으로 제어를 한다. 반면 시스템 인식 과정에서 단일 주파수로 입력과 출력신호를 사용하면 시스템에 내재된 주파수 특성이 충분히 훈련되지 않아 시스템 인식을 하더라도 정확한 전달함수를 찾아낼 수 없다. 정확하지 않은 시스템 전달함수를 이용하여 제어기를 설계하면 기준입력 신호를 정확히 추종할 수 없는 현상이 발생한다. Fig. 7은 이러한 경우를 실증해 주는 실험 결과이다.

4.2 복합 주파수 신호

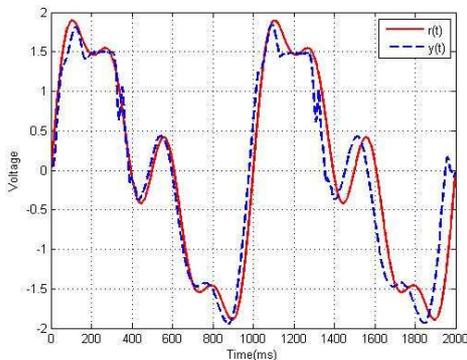
다음으로는 여러 가지 주파수가 혼합되어 있는 신호를 이용하여 FRF 알고리즘에 적용해 보았다. FRF가 주파수 분석을 통한 시스템 인식 기법이므로 다양한 주파수에 대해서 검증을 해 보았다.

Fig. 8은 세 가지 주파수 성분이 혼합된 신호에 대한 FRF 알고리즘의 결과이다. 앞에서 시행한 단일 주파수 성분을 이용한 시스템 인식의 결과와 마찬가지로 (a)에서 입력된 신호와 출력된 신호의 진폭과 위상에서 차이가 나는 것을 확인할 수 있다. 위 실험의 경우 입력 신호 $x(t)$ 와 제어 목표 신호 $r(t)$ 의 주파수 성분만 같게 하고 진폭을 다르게 설정하였다. 그 결과 (b)와 같이 진폭이 다른 경우에도 잘 추종하는 것을 확인할 수 있었다.

마지막으로 Fig. 9는 네 가지 주파수 성분이 혼합된 신호에 대한 FRF 알고리즘의 결과이다. 위 실험도 마찬가지로 입력 신호와 제어 목표신호의 주파수 성분만 같게 한 후 실험을 진행하였다. 결과도 (b)와 같이 출력 신호가 제어 목표 신호를 잘 추종 하는 것을 볼 수 있다. 단지 100 msec이 후 오차가 발생하는 것은 FRF를 하기 위한 신호의 DFT과정에서 데이터 수집 위치에 따른 원인이라고 생각할 수 있다. 이 문제의 해결방안은 다음 절에 설명되어 있다.

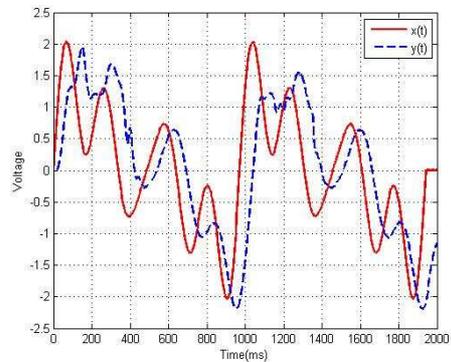


(a) PID control results without system identification

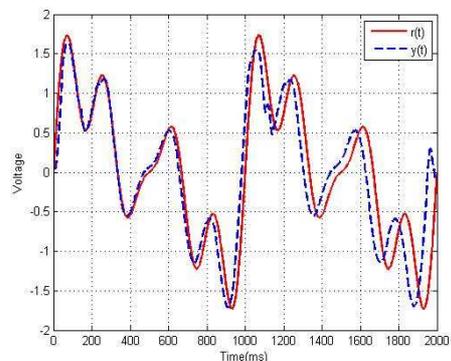


(b) Control results after system identification

Fig. 8 Control performance comparison by PID (a) and system Identification (b) with having three frequencies



(a) PID control results without system identification



(b) Control results after system identification

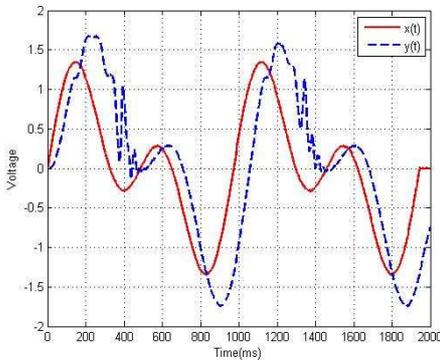
Fig. 9 Control performance comparison by PID and system Identification with having four frequencies

유압시스템의 사용 대역과 관계없이 전달함수에서 high order term을 찾기 위하여 다양한 주파수 신호를 제공하여 시스템의 전달함수를 찾는 것이 아주 중요하다. 본 유압 시스템에서는 4가지 정도의 다른 주파수(주파수간에 적절한 차이를 가지도록 지정)로 인가했을 경우 제어 성능이 아주 우수함을 확인 하였기에 더 이상 추가적인 입력 주파수를 추가 하지 않아도 됨을 확인 할 수 있었다. 만약 유압 시스템의 입력 주파수가 아주 높은 신호를 인가해야 한다면 시스템 인식에서 높은 주파수를 더 인가하여 시스템 인식을 하면 효과가 좋아질 것이다.

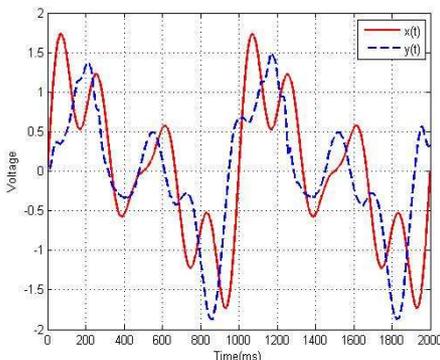
4.3 다른 주파수 신호

시스템 인식 알고리즘에서는 시스템 인식을 위한 입력 신호 $x(t)$ 의 결정이 중요하다. 앞의 실험들에서는 모두 제어 목표 신호와 동일한 주파수 성분을 가진 입력 신호를 이용하였다.

이번에는 제어 목표 신호의 주파수 성분보다 적은 수의 주파수 성분을 가진 신호를 이용하여 시스템 인식을 하였을 때의 결과를 알아보기 위하여 실험하였다.



(a) PID control results without system identification



(b) Control results after System Identification

Fig. 10 Control performance comparison by PID (a) and system identification (b) having different frequency components with target signal

Fig. 10은 2가지 주파수 성분을 가진 입력신호 $x(t)$ 를 이용하여 4가지 주파수 성분을 가진 제어 목표 신호 $r(t)$ 를 추종하기 위한 시스템 인식의 결과이다. (b)에서 확인할 수 있듯이 출력신호와 $r(t)$ 가 큰 오차를 보이고 있다. 즉, 원하는 제어 목표 신호를 추종하기 위해서는 해당 신호에 포함되어 있는 주파수 성분을 충분히 포함하고 있는 신호를 이용하여 시스템 인식을 수행해야 하는 것을 확인할 수 있다.

4.4 제어 후반부 오차 원인 및 해결방안

FRF를 이용한 시스템 인식 결과를 확인해 보면 제어 목표 신호 $r(t)$ 와 최종 출력 사이에 약간의 위상 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 출력 초반에는 목표신호와 같은 형태로 출력되다가 후반부로 갈수록 위상 차이가 발생하게 된다.

이러한 오차는 FRF를 하기 위한 신호의 DFT과정에서 데이터 수집 위치에 따른 원인이라고 생각할 수 있다.

Fig. 11은 입출력 신호의 데이터 수집 위치이다. 각각 DAC 출력과 LVDT 출력을 이용한다. 이 때 DAC의 연산과정을 거치고 나온 출력 신호를 이용하여 시스템 인식을 하기 때문에 DAC에 대한 특성이 고려되지 않는다. 때문에 최종 출력 신호와 DSP에서 생성된 제어 목표 신호에서 오차가 발생하게 되는 것이다.

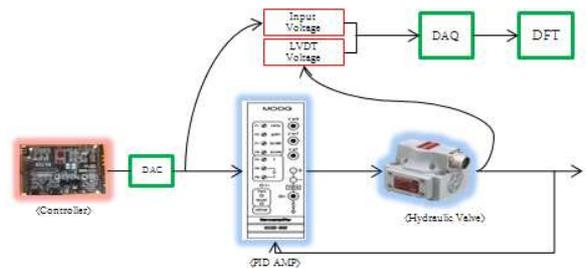


Fig. 11 Data acquisition location

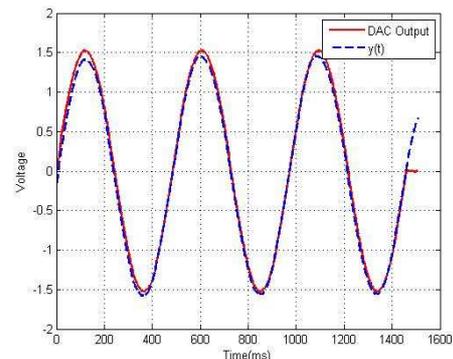


Fig. 12 Control results with target signal being passed DAC

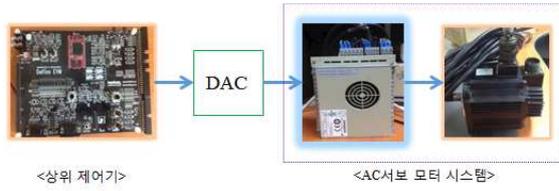
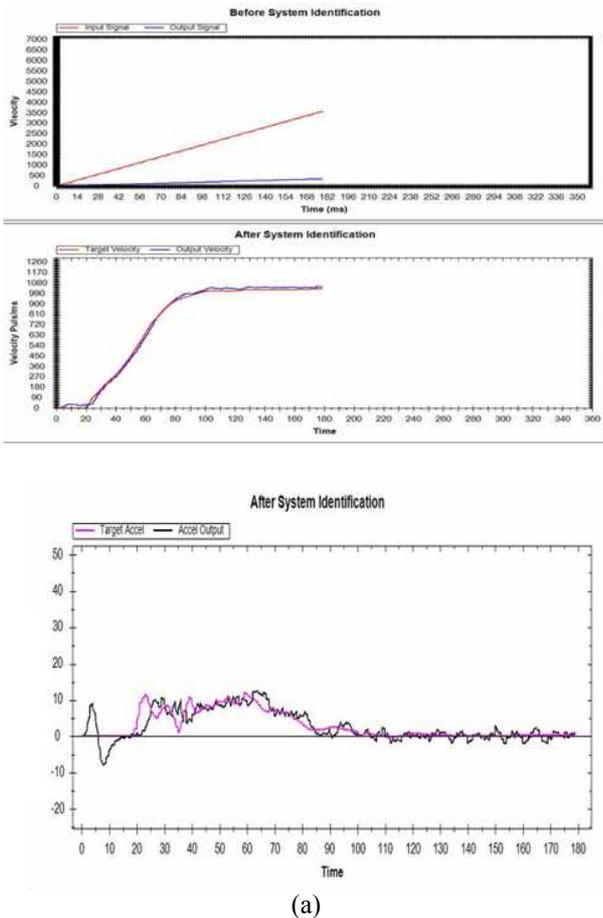


Fig. 13 AC servo motor control system



(a)

Fig. 14 (a) Input function for system identification (top) and velocity tracking performance (bottom) (b) Control performance for the acceleration tracking (time unit msec)

Fig. 12는 DAC를 통해 출력된 목표 신호와 시스템 인식 과정을 거친 출력을 함께 그린 것이다. 앞의 실험들에서 보인 위상차가 발생하지 않는 것을 확인할 수 있다. 따라서 위 결과로 시스템 인식과정에서 DAC의 거동에 대한 특성이 반영되지 않았음을 확인할 수 있다.

5. 가속도 제어를 위한 FRF 제어 응용

본 연구에서 제안한 방식을 기초로 하여 빠른 시간 내(100~200 msec)에 목표 값을 추정하기 위

한 제어시스템에 효과적인 제어 기법이 FRF 기반 제어 방식임을 추가적으로 제시하고자 한다. 실험은 서보모터를 사용하여 목표 가속도를 추종하는지 확인하는 실험이다. Fig. 13은 시험장치를 보여주고 있으며 Fig. 14는 실험 결과를 나타낸다. Fig. 14에서 보는 바와 같이 FRF 기반제어가 극히 짧은 시간 내(120 msec)에 제어성능을 요구하는 경우 효과적으로 사용될 수 있음을 알 수 있다. 특히 고속으로 가속도 추적이 가능함을 알 수 있다. 따라서 극히 짧은 시간 내에 목표를 추적하기 위해서는 feedback 제어 보다는 시스템특성을 identification 기법을 통하여 사전에 인지하여 목표입력 값을 바로 추적하는 방식의 개회로 제어 기법이 효과적일 수 있음을 알 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 소형 6축 가진기에 사용되는 유압 실린더의 정확한 위치제어를 위하여 FRF를 이용한 시스템 인식기법의 제어 알고리즘을 제안하였다. 그리고 제안한 알고리즘을 실제 유압시스템에 적용시켜 그 결과와 성능을 확인하였다.

시스템 인식의 방법은 FRF를 이용한 주파수 분석을 통해 이뤄졌다. Auto and Cross Spectral Densities를 이용하여 시스템의 전달함수를 계산하였고, 플랜트가 원하는 제어 목표신호를 추종할 수 있도록 새로운 제어 입력을 계산하였다.

시스템 인식의 경우 제어 목표 신호에 따라 입력 신호 $x(t)$ 의 주파수 성분을 적절하게 변경해야 하는데, 다양한 주파수 성분이 혼합되어 있는 신호를 이용한 실험으로 입력 신호에서 목표 신호 $r(t)$ 가 가지고 있는 주파수 성분을 충분히 포함하고 있어야 신뢰성 있는 시스템 인식이 된다는 것을 확인할 수 있었다.

또한 시스템 인식에 필요한 데이터를 수집할 때, 데이터 수집의 위치가 시스템 인식 결과에 영향을 미치는 것을 확인하였다.

마지막으로 PID 서보앰프의 PID제어 결과에 FRF알고리즘이 더해졌을 때 훨씬 더 좋은 결과를 보임을 확인할 수 있었고 이를 통해 가진기와 같은 반복적인 운동을 많이 하고 유압시스템과 같이 불확실성이 크고, 아주 빠른 시간에 가변적인 기준 입력 신호를 추종하는 경우는 시스템 인식 기반의 FRF를 이용한 개회로 제어가 매우 효과적임을 확인할 수 있었다. 극한 상황에서의 제

어에서는 일반적인 feedback 제어나 PID로는 제어 성능의 구현이 어려울 수 있다. 이를 해결하기 위한 방법으로 FRF(Frequency response function)에 의한 제어 기법이 제안되었고 실험 결과 제어 성능이 우수함을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원의 산학연과제와 2014년 중기청 산학연기술개발사업지원 (도약기술개발)으로 수행되었습니다.

참고문헌 (References)

- (1) Cuyper, J. De, Coppens, D., Liefoghe, Swevers, C. J. and Verhaegen, M., 1999, "Advanced Drive File Development Methods for Improved Service Load Simulation on Multi Axial Durability Test Rigs," *European Journal of Mechanical and Environment Engineering A*, Vol. 44, No. 1, pp. 27~39.
- (2) Cuyper, J. De, Keersmaecker, H. De, Swevers, J. and Coppens, D., 1999, "Design of a Multivariable Feedback Control System to Drive Durability Test Rigs in the Automotive Industry," *Proceedings of the European Control Conference, Aug 31-Sep 3, Karlsruhe, Germany*, Vol. 40, No. 2, pp. 13~19.
- (3) Ljung, L., 1999, "System Identification : Theory for the User," Upper Saddle River.
- (4) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 1980, "Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis," Wiley.
- (5) Printelon. R. and Schoukens. J., 2001, "System Identification : a Frequency Domain Approach," Wiley-IEEE Press
- (6) Torii, T., 1997, "Measurement and Signal Processing," Corona Publishing Co.
- (7) Ogata, K., 1987, "Discrete Time Control Systems," Prentice Hall.
- (8) Cuyper, J. De, Verhaegen, M. and Swevers, J., 2002, "Off Line Feed Forward and H_{∞} Feedback Control on a Vibrating Rig," *Control Engineering Practice*, Vol. 11, Vol. 2, pp. 129~140.
- (9) Vaes, D., Smolders, K., Swevers, J. and Sas, P., 2005, "Multivariable Control for Reference Tracking on Half Car Test Rig," *IEEE Conference on Decision and Control*, Vol. 44, No. 7, pp. 6498~6503.
- (10) Merritt, H. E., 1967, "Hydraulic Control System," JOHN Wiley & Sons.