

## 항공기 조종면 부하재현장치의 운동 특성 해석

남 윤 수\*

(2000년 7월 27일 접수, 2000년 12월 20일 심사완료)

### Dynamic Characteristic Analysis of Aerodynamic Load Simulator English

Yoonsu Nam

**Key Words :** Hydraulic Servo Actuator(유압 서보 액추에이터), System Identification(시스템 규명), Dynamic Load Simulator(부하 재현장치)

#### Abstract

A dynamic load simulator(DLS) which can reproduce on-ground the aerodynamic hinge moment of control surface is an essential rig for the performance and stability test of aircraft actuation system. By setting up load actuator as counter acting with the control surface driving actuator and designing an appropriate force control system for load actuator, DLS can be mechanized. Obtaining an accurate mathematical model for the DLS is the first step to successfully design an aerodynamic load replicati on system. Two theoretical models are presented and tested for their validities with the experimental results, which turns out to be not successful. An alternative way of using system identification approaches is investigated to develop a good nominal mode l for DLS dynamics, and suitable uncertainty bounds for this nominal model are proposed with the consideration of experimental results.

#### 1. 서 론

항공기는 비행체에 부착된 조종면(Control Surface)을 변위 시킴으로서 비행체의 무게중심점에 작용하는 모멘트를 변화시키게 된다. 이와 같이 변화된 모멘트에 의하여 항공기 운동이 조종사의 의도대로 제어될 수 있게 된다. 대부분의 항공기의 경우 조종면을 구동하는 구동장치로서, 자중 당 출력비가 크고 외부 부하에 대한 강성(Stiffness)이 큰 유압 액추에이터가 선택된다. 이와 같은 조종면 구동 유압 시스템이 최초 설계/ 제작되는 항공기에 탑재되어 초도비행(First Flight)에 이르기 전까지, 지상에서 이 유압 구동장치의 구동성능/ 안전작동에 관한 여러 종류의 시험을 거치게 된다.<sup>(1)</sup> 이러한 시험 중에 하나가 조종면 변위로 발생하는 조종면부하(Control Surface Load)를

고려한 구동장치의 성능시험이다. 일반적으로 조종면을 구동하는 유압 액추에이터를 작동시키면, 항공기 조종면에는 비행체의 자세와 비행조건에 따라서 변화되는 조종면 부하반력이 생성된다.<sup>(2)</sup> 이를 조종면 힌지모멘트(Control Surface Hinge Moment)라 부르고, 이 값은 비행포위선도(Flight Envelope) 내에서 비행체의 운동상태에 따라 그 특성 값이 광범위하게 변화된다.<sup>(3)</sup>

본 논문에서는 조종면 변위 및 비행체의 운동상태에 따라 변화되는 조종면 힌지 모멘트를 지상에서 그대로 재현시킬 수 있는 조종면 부하재현 장치(DLS: Dynamic Load Simulator)를 소개하고, 이 시스템의 동적 모델을 제시한다. Fig. 1의 구조를 갖는 조종면 부하재현 장치는 두개의 서로 독립적인 유압 구동 액추에이터가 요구 된다.<sup>(4)</sup> 이중 하나는 실제로 비행체에 탑재되는 조종면 구동 액추에이터이며, 다른 하나는 조종면 부하를 재현하기 위하여 사용된다. 이 그림의 비행운동 실시간 모사 컴퓨터(Flight Dynamics Real-time Simulation

\* 회원, 강원대학교 기계·메카트로닉스 공학부

E-mail : nys@cc.kangwon.ac.kr

TEL : (033)250-6376 FAX : (033)257-4190

Computer)에 의하여 실시간으로 계산되는 힌지 모멘트 명령신호를 추종하는 부하재현 액추에이터의 힘 제어계를 적절하게 설계 함으로서, 부하재현 장치는 지상에서 항공기의 조종면 힌지모멘트를 그대로 재현할 수 있게 된다. 본 논문에서는 부하 액추에이터의 힘 제어계 설계에 앞서, 부하재현 장치의 운동 특성을 표현하는 두 개의 해석적 모델을 제시한다. 또한, 제시된 해석적 모델링의 정확도 검증을 위하여 실험적인 결과와 비교 분석이 수행되었다. 또한, 보다 더 정확한 부하재현장치의 모델링을 유도하기 위하여, 시스템 규명(System Identification) 방법이 사용되었다. 이를 바탕으로 부하재현장치의 운동 특성을 표현하는 공칭 모델(Nominal Plant Model)과 함께, 곱셈형 오차 표현법으로 정의된 모델링 부정확성(Model Uncertainty)의 경계가 제시되었다. 이와 같이 모델링 오차가 고려된 부하재현 장치의 동적 모델은 앞으로 진행될 견실 힘 제어계(Robust Force Control System) 설계에 중요 데이터로 사용된다.

## 2. 부하재현장치의 해석적 모델링

Fig. 1 에 도시된 바와 같이, 부하재현 장치는 조종면 구동 액추에이터가 어느 정도 탄성을 갖는 비행체 구조에 장착된 것과 동일한 환경을 지상에서 재현시키기 위하여, 항공기 기체에 대한 구동 장치의 장착 탄성효과를 나타내는 스프링부와 조종면의 관성모멘트를 모사하는 플라이 휠(Fly Wheel), 그리고 조종면 힌지 모멘트에 비례하는 반력을 제공하는 부하 액추에이터로 구성되어 있다. 또한, Fig. 1 에는 항공기의 개루프 운동 특성을 실시간으로 재현하는 비행체 운동 실시간 모사 컴

퓨터(Flight Dynamics real-time Simulation Computer)와 함께 피치축 비행체 운동을 제어하는 페루프 비행제어 구조가 도시 되어 있다. 즉, 이 그림은 조종면 힌지 모멘트 부하가 고려된 액추에이터 성능시험에 사용되는 실험장치를 함축적으로 의미하고 있다. 이 절에서는 부하재현 장치의 운동 특성을 표현하는 두 개의 서로 다른 해석적 모델(모델 #1, 그리고 모델 #2)을 제시하고, 이 모델의 타당성이 실험결과와 비교 분석을 통하여 입증된다.

### 2.1 해석적 모델 #1

피치축 개루프 운동 특성이 정적으로 불안정하게 설계되는 현대의 항공기의 경우, 조종면을 구동하는 액추에이터는 종래의 전기유압식 서보밸브(Electro-Hydraulic Servo Valve: EHSV) 보다는 밸브 스톱을 선형모터가 직접 구동하는 DDV(Direct Drive Valve) 방식 서보밸브에 의해 구동된다. 비행체의 조종면 구동장치는 항공기의 안전운항에 직결되는 주요 부품으로서, 전기적으로는 3 중 이상으로 다중화된 신호에 의하여 제어되며, 유압 공급장치도 독립적으로 이원화되어 구성된다.<sup>(5, 6)</sup> 따라서, 조종면 구동장치는 기계/ 전기적으로 복잡한 구조를 갖게 되지만, 여기서는 아래와 같이 간략화된 선형 모델을 사용하기로 한다.

먼저 DDV 스톱의 운동 특성은 아래의 식 (1)과 같이 표현된다. 식 (1)에서  $F_B$  는 Bernoulli 유체 힘(Flow Force)을 나타내며, DDV 스톱 운동의 경우에는 EHSV 와는 달리 그 크기가 무시될 수 없는 양이 된다.

$$K_m \sum_{j=1}^3 (i)_j = M_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_v \frac{dx_v}{dt} + K_v x_v + \sum_{j=1}^2 (F_B)_j \quad (1)$$

$$V = Ri + L \frac{di}{dt} + K_{vB} \frac{dx_v}{dt}$$

여기서,  $K_m$  과  $K_{vB}$  : DDV 선형모터 힘 및

역 기전력 상수

$M_v$  와  $x_v$  : DDV 스톱(Spool) 질량 및 변위

$B_v$  와  $K_v$  : DDV 댐핑 및 스프링 계수

$(F_B)_j$  : j-th 유압시스템에 의한 Bernoulli

유체 힘  $\approx 0.43wx_v(P_S - P_L)_j$  (j=1 to 2)

$V$  와  $i$  : DDV 선형모터 구동전압 및 전류

$R$  과  $L$  : DDV 모터코일의 저항 및 인덕턴스

또한, 유압시스템에 연결된 액추에이터 양 챔버에 대하여 유량흐름에 관한 연속 방정식을 적용하면 아래의 식 (2)를 얻을 수 있다.<sup>(7)</sup>

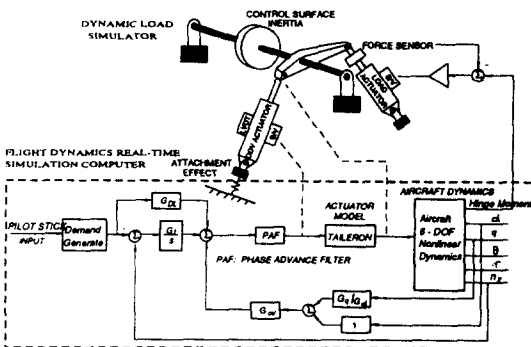


Fig. 1 Schematics of dynamic load simulator

$$Q_L = K_q x_v \sqrt{P_s - \text{sign}(x_v) P_L} \approx K_q x_v - K_c P_L$$

$$= A \frac{dY_{P/B}}{dt} + \frac{V_L}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} + (C_{ip} + C_{ep}/2) P_L \quad (2)$$

여기서,  $K_q$ 와  $K_c$ : DDV의 유량 계인 및

흐름-압력 계수

$A$ 와  $V_L$ : DDV 액추에이터의 피스톤

면적 및 총 챔버 체적

$P_s$ 와  $P_L$ : 유압 공급 및 부하 압력

$C_{ip}$ 와  $C_{ep}$ : 내부 및 외부 누설계수

$\beta_e$ : 유압유 Bulk Modulus

$Y_{P/B}$ : 액추에이터 피스톤의 상대변위  
( $= Y_p - Y_B$ )

위에서  $Y_p$ 와  $Y_B$ 는 조종면 부하가 움직인 절대 변위 및 액추에이터 프레임의 절대 변위이다. 한편, DDV 액추에이터는 어느 정도 탄성( $K_B$ )을 갖는 항공기 기체에 장착되므로, 액추에이터 내부에 설치된 LVDT는 액추에이터 피스톤의 상대 이동 변위( $Y_{P/B}$ )를 측정하게 된다.

$$Y_{P/B} = Y_p - Y_B = Y_p - (-2P_L A) / K_B$$

$$= Y_p + 2P_L A / K_B \quad (3)$$

식 (3)을 식 (2)에 대입하고 정리하면 다음의 식 (4)를 얻을 수 있다.

$$Q_L \approx K_q x_v - K_c P_L$$

$$= A \frac{dY_p}{dt} + \left( \frac{V_L}{4\beta} + \frac{2A^2}{K_B} \right) \frac{dP_L}{dt} + (C_{ip} + C_{ep}/2) P_L \quad (4)$$

DDV 액추에이터의 운동을 지배하는 마지막 관계식은 부하 질량( $M_L$ )의 운동을 표현하는 식이 된다.

$$2AP_L - \frac{M_h}{R} = M_L \frac{d^2 Y_p}{dt^2} + B_L \frac{dY_p}{dt} + K_L Y_p \quad (5)$$

여기서,  $B_L$ : 조종면 운동의 댐핑 계수

$K_L$ : 조종면 운동의 스프링 상수

$M_h$ 와  $R$ : 힌지 모멘트와 DDV 액추에이터 Horn 반경

위에서 유도된 식들을 모두 종합하면, Fig. 2의 상단부와 같은 DDV 액추에이터의 운동 특성을 표현하는 블록 선도를 얻을 수 있다. 특히, Fig. 2의 상자(Box) 부분은 DDV 스톱 운동을 표현하는 식 (1)과 DDV 선형 모터를 구동하는 서보 앰프 특성을 표현하고 있다. 또한, 여기에서 자세히 설

명되지는 않지만, Fig. 2에 나타난 필터나 피드백 계인들은 DDV 액추에이터의 페루프 주파수 응답 성능을 만족시키도록 결정되었다.<sup>(8)</sup>

한편, Fig. 2의 하단부는 부하재현 액추에이터의 운동 특성을 표현하는 식 (6)과 (7)을 블록선도로 나타낸 것이다.

$$Q_L^* = A_{pL} \frac{dY_L}{dt} + \frac{V_L^*}{4\beta} \frac{dP_L^*}{dt} + (C_{ip}^* + C_{ep}^*/2) P_L^* \quad (6)$$

여기서,  $*$ : 부하재현 액추에이터 관련 파라미터

$A_{pL}$ : 부하재현 액추에이터 피스톤 면적

$Y_L (= Y_p)$ : 부하재현 액추에이터 변위

부하재현 액추에이터를 구동하는 MOOG D761 시리즈 서보밸브에 관한 유량 흐름특성은 아래의 식 (7)과 같이 2차 식으로 표현될 수 있다.<sup>(9)</sup>

$$\frac{Q_L^*(s)}{i(s)} = \frac{K_{qi}}{(s/\omega_n)^2 + 2\zeta(s/\omega_n) + 1} \quad (7)$$

여기서,  $K_{qi}$ : 서보밸브 유량계인 ( $in^3/s/mA$ )

$\omega_n$ : 서보밸브의 고유 진동수(Hz)

$\zeta$ : 서보밸브의 댐핑

### 2.2 해석적 모델 #2

이 절에서는 DDV 액추에이터의 운동 특성을 단순화 시켜서 귀결되는 DLS의 해석적 모델 #2에 관하여 설명한다. Fig. 3-A)와 Fig. 3-B)에 도시된 바와 같이, DDV 액추에이터는  $K_{EFF}$ 의 스프링 상수 값을 갖는 하나의 등가 스프링으로 이해될 수 있다.

$$K_{EFF} = \left( \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_{ACT1} + K_{ACT2}} + \frac{1}{K_{RD}} \right)^{-1} \quad (8)$$

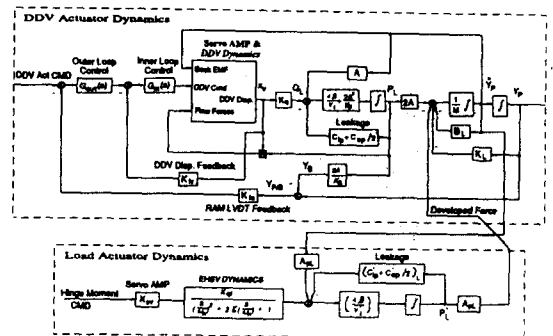


Fig. 2 Open loop linear model of DLS dynamics (model #1)

위의 식 (8)에서  $K_B$ 는 DLS 에서 DDV 액추에이터의 장착효과를 나타내는 스프링 상수이며,  $K_{ACT1}$  과  $K_{ACT2}$  는 유압 공급시스템 #1 과 #2 에 독립적으로 연결되어 있는 각 유압 챔버 내부에 갖혀진 유압유에 의한 등가 스프링 상수를 의미한다. 또한, DLS 의 모든 관성 효과를 부하 액추에이터의 운동방정식에 반영시키면, 아래의 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$M_L \frac{d^2 Y_L}{dt^2} = A_{pL} P_L + C_p \frac{dY_L}{dt} + K_{EFF} Y_L \quad (9)$$

위의 식 (9)와 부하 액추에이터에 관한 유량보존 방정식인 식 (6), 그리고 D761 시리즈 서보밸브의 유량 흐름 관계식인 식 (7)을 결합하면, Fig. 3-C)에 도시된 바와 같이 DLS 의 운동 특성을 간략히 표현하는 모델 #2 에 관한 블록선도를 얻을 수 있다. 모델 #2 에 사용된 파라미터들이 Table 1 에 정리되었다. 이 테이블에서 '\*'의 위 첨자로 구분된 파라미터들은 모델 #2 의 해석적 주파수 응답을 실험적 주파수 응답에 가능한 한 일치시키기 위하여 추정된 값들을 의미한다. 이 테이블에 명시된 시스템 파라미터 값들을 적용하면, Fig. 3-C)의 해석적 모델 #2 는 아래의 식 (10)으로 표현된 전달함수를 갖게 된다.

2.3 실험결과와의 비교

실험적인 결과와 비교 분석을 통하여, 앞에서 유도된 두 모델의 정확도를 검증하여 보자. DDV 액추에이터에 3,000 psi 의 유압을 공급한 상태에서, 부하 재현 액추에이터를 구동하는 서보 밸브에 1 kHz 까지의 주파수 성분을 갖는 랜덤 이진 신호 (PRBS: Pseudo Random Binary Sequence)를 인가시키고, 이 때 생성된 반력을 로드 셀(SENSOTEC 사의 Model 41)을 사용하여 측정하였다. Fig. 4 에

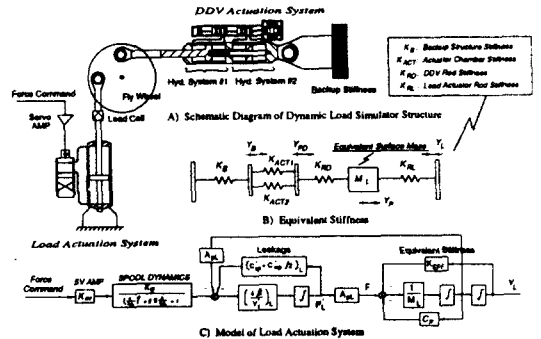


Fig. 3 DLS stiffness and open loop model of load actuator(model #2)

$$G(s) = \frac{F(s)}{V(s)} = \frac{6.8676 \times 10^{10} s^2 + 1.4737 \times 10^{13} s + 1.2101 \times 10^{16}}{s^5 + 1127.6s^4 + 7.874 \times 10^5 s^3 + 3.8885 \times 10^8 s^2 + 5.6659 \times 10^{10} s + 2.0663 \times 10^{12}} \text{ (lbf/V)} \quad (10)$$

Table 1 System parameters for model #2

Symbol	Description	Value	Unit
$K_{sv}$	Servo Amp DC Gain	8.0976	$mA/V$
$K_{qi}^*$	Flow Gain of Servo valve	2.5462	$in^3/s/mA$
$\omega_n^*$	Natural Frequency of Servo valve	301.593	$r/s$
$\zeta^*$	Damping Ratio of Servo valve	1.3	-
$A_{pL}$	Load Actuator Piston Area	14.2024	$in^2$
$C_{ip}^*$	Internal Leakage Coefficient of Load Actuator	0.05	$in^3/s/psi$
$C_{ep}$	External Leakage Coefficient of Load Actuator	0	$in^3/s/psi$
$\beta$	Bulk Modulus of Operating Oil	$1.3 \times 10^5$	$lb_f/in^2$
$V_t$	Total Piston Chamber Area	201.6746	$in^3$
$M_L$	Equivalent Mass of Control Surface	2.3301	$lb_f s^2/in$
$K_{EFF}^*$	Equivalent Stiffness of DDV Actuator	$4.1057 \times 10^5$	$lb_f/in$
$C_p^*$	Equivalent Damping Coefficient of DDV Actuator	500	$lb_f/in/s$

PRBS 신호의 크기를  $1.0 V_{pp}$ ,  $2.0 V_{pp}$ , 그리고  $3.8 V_{pp}$  으로 변화시켜 가면서 얻어진 서보밸브 신호 입력에 대한 생성 반력의 실험적 주파수 응답들이 도시되어 있다. 이 그림에서 가장 낮은 DC 크기를 갖는 실험적 주파수 응답은  $1.0 V_{pp}$ , 가장 큰 DC 크기를 갖는 주파수 응답은  $3.8 V_{pp}$  로 서보밸브를 각각 가진시킨 결과에 해당한다. 또한, 이 그림에서 's'로 표시된 주파수 응답 선도는 해석적 모델 #1, 그리고 'x'로 표시된 주파수 응답 선도는 해석적 모델 #2에 의한 결과를 각각 의미한다. 이 그림에서 보듯이, 어떤 해석적 모델도 실험적 주파수 응답과 완전히 일치하지는 않는다. 200 Hz 가 넘는 고 주파수 대역을 제외하고, 해석적 주파수 응답과 실험적 주파수 응답이 가장 큰 편차를 보이는 곳은 85 Hz 근처에서 관찰되는 1차 공진 주파수 대역이며, 또한 10 Hz 이하의 저 주파수 대역에서도 상당히 큰 편차를 보여주고 있다. 특히, 실험적 주파수 응답에 있어서, DC 영역에서는 입력 가진 신호의 크기에 따라 주파수 응답의 크기가 변화되고 있음을 볼 수 있다. 이러한 현상은 DLS 전체 시스템의 등가 스프링 상수 값이 입력 가진 신호의 크기에 따라 변화된 결과라 추정할 수 있다. 즉, DLS의 기계적 부품들로 존재하는 베어링 및 연결부재(Mechanical Couplings) 등에 의하여, 작은 크기의 가진 신호에 대하여는 DLS 전체의 등가 스프링 상수 값이 비교적 작은 크기를 갖게 된다. 한편, 해석적 모델 #1 과 모델 #2의 주파수 응답은 거의 일치하므로, 부하재현장치에 관한 앞으로의 논의에 있어서 그 구조가 훨씬 간단한 해석적 모델 #2을 사용하기로 한다.

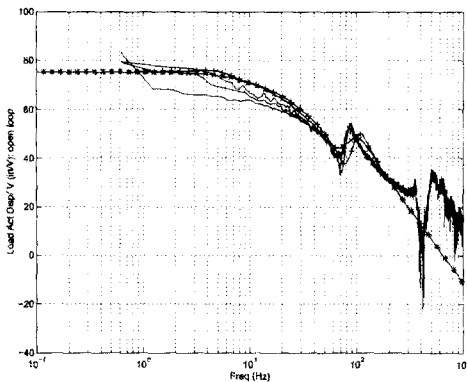


Fig. 4 Comparison of analytic and experimental data

DLS의 비선형 특성으로 인하여 발생된 DC 영역에서의 실험적 주파수 응답의 부정확성으로 인하여, 어느 해석적 모델도 DLS의 운동 특성을 정확하게 표현할 수 없다. 또한, 1차 공진 주파수 근처에서 관찰되는 해석적 및 실험적 주파수 응답 간의 편차를 고려하면, 해석적 모델 #1 과 #2에서 사용된 DLS 관련 시스템 파라미터의 값들이 정확하게 추정된 값이 아니라고 결론할 수 있다. 따라서, 제 3 절 및 4 절에서는 시스템 규명(System Identification) 기법을 사용하여 이 파라미터 값들을 가능한 한 정확하게 추정하게 되며, 또한 곱셈형 오차 표현 법을 사용하여 공칭 모델의 부정확성(Model Uncertainty)의 경계를 표현하게 된다.

### 3. 부하재현 장치의 시스템 규명 (System Identification)

먼저 간략하게 실험 방법에 관한 소개를 한다. Fig. 1의 DLS 구조에서 부하재현 액추에이터의 힘 제어 루프를 개방시킨 상태에서, Fig. 5의 구조에 의하여 생성되는 PRBS 신호를 서보 밸브로 입력시킨다. 이 때, DDV 액추에이터는 3,000 psi의 압력이 제공된 조건으로 Fig. 2의 상단부 제어 구조에 의하여 중립 위치를 유지하고 있는 상태이다. Fig. 5의 SIMULINK 모델은 MATLAB RTW(Real Time Workshop) 기능에 의하여 dSPACE DS1102 보드의 TMS320C31 DSP 기계어로 변환/ 다운로드된 후 실시간으로 실행된다. 이와 같이 생성된 PRBS 신호는 DS1102 보드의 채널 1 DAC를 통하여 부하 재현 액추에이터를 가진시키고, 이에 의하여 생성된 반력은 로드 셀에 의하여 측정된 후 채널 2 ADC를 통하여 DSP 보드로 입력된다. Fig. 5의 PRBS 신호 생성회로는 시프트 레지스터 역할을 하는 12개의 단위 지연기(Unit Delay,  $z^{-1}$ )와 모듈로 2 가산기(Modulo 2 Adder)인 배타적 OR

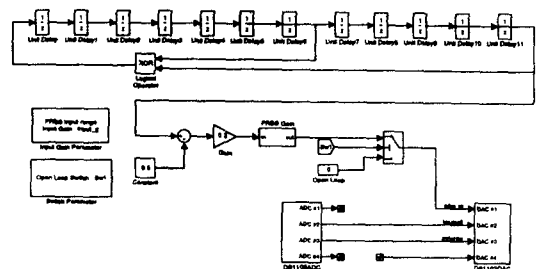


Fig. 5 SIMULINK model for PRBS generation

논리소자로 구성되어 있으며, PRBS 신호의 on/ off 을 위하여 스위치가 사용되고 있다. 또한, PRBS 출력 신호의 크기를 조절할 수 있도록 가변 게인 요소(PRBS Gain Block)가 사용된다.

Fig. 5 의 회로에서 중요한 설계 인자는 단위 지연기에 연동된 샘플링 시간( $\tau$ ), 시프트 레지스터의 개수(n), 그리고 PRBS 신호의 크기 이다.<sup>(10,11)</sup> 먼저, 샘플링 시간,  $\tau$  는 샘플링 정리(Sampling Theorem)에 의하여 결정되며, 여기서는 부하재현 액추에이터를 구동하는 D761 시리즈 MOOG 서보 밸브를 충분히 가진 시킬 수 있도록 1 mSec 으로 선정 되었다. 또한, PRBS 신호는 다음의 식 (11)로 결정되는 주기를 갖게 되므로, 레지스터의 개수를 12 로 정하게 되면 대략 4 초마다 PRBS 신호가 반복되게 된다. 이 시간은 부하재현 장치의 정착시간(Settling Time) 보다는 충분히 큰 값이 된다. 총 4 초간 얻어진 실험 데이터 중에서 처음 2 초간의 데이터는 시스템 규명을 위한 데이터로 사용되었으며, 다음 2 초간의 데이터는 시스템 규명 결과를 평가하는데 사용되었다.

$$T = (2^n - 1)\tau \geq \text{부하재현 장치의 정착 시간} \quad (11)$$

한편, PRBS 신호의 크기는 서보 밸브가 포화 작동 되지 않도록 하면서, S/N 비(Signal to Noise Ratio)가 가능한 한 크게 되도록 선정하여야 한다.

위와 같은 실험 방법으로 얻어진 데이터에 대하여, 최소 자승법(Least Square Method)에 근거한 추정 모델인 ARX, ARMAX, OE, 그리고 상태 공간식 모델을 사용하여 부하재현 장치에 관한 시스템 규명이 수행되었다.<sup>(12)</sup> PRBS 신호의 크기를 1 Volt 에서 0.5 Volt 씩 3.5 Volt 까지 변화시켜 가면서 얻어

진 많은 데이터를 분석한 결과를 요약하면 아래와 같다. PRBS 입력신호의 크기를 작게 하면, Fig. 4 에 표현된 실험 결과와 유사하게, 시스템 규명에 의해 추정된 주파수 응답의 크기가 전체적으로 낮아졌다. 즉, PRBS 의 크기가 작을수록 추정된 부하재현장치 모델의 전체적인 게인이 작아진다. 또한, 5 차 모델(Fig. 3-C) 의 구조를 갖는 모델 #2)을 기준으로 할 때, 각 추정 모델에서 플랜트 차수를 고차수로 변경시킨 효과는 미미하게 나타났다. 한편, 4 개의 추정 모델 중에서 ARX 와 ARMAX 구조를 사용한 시스템 규명 결과는 거의 동일한 결과를 보여주고 있으며, 전체적으로 상태 공간식에 의한 모델추정 결과가 실험결과에 가장 근접하는 것으로 나타나고 있다.

Fig. 6 과 Fig. 7 은 3.0 Volt 크기의 PRBS 신호를 사용하여 얻어진 시스템 규명 결과를 시간 영역과 주파수 영역에서 각각 보여주고 있다. Fig. 6 의 첫 번째 그리고 두 번째 그림은 처음 0.5 초 간의 3.0 Volt PRBS 가진 신호 및 이에 의하여 생성된 부하재현 장치의 반력 신호를 나타낸다. 또한, Fig. 6 의 마지막 그림은 처음 2 초간의 실험 데이터에 대하여 상태 공간 구조를 갖는 5 차의 추정모델을 적용하여 얻어진 시간 응답 특성을 실험 결과와 비교한 것이다. 즉, 전체 PRBS 입력 신호 중에서 2 초부터 4 초 구간 동안의 동일한 PRBS 입력 신호가 실제 부하재현 장치에 입력되어 생성된 실험 결과는 실선으로, 그리고 5 차 상태공간 추정 모델에 적용되어 얻어진 결과는 점선으로 그려져 있다. 또한, 위에서 언급된 4 개의 시스템 추정 모델에

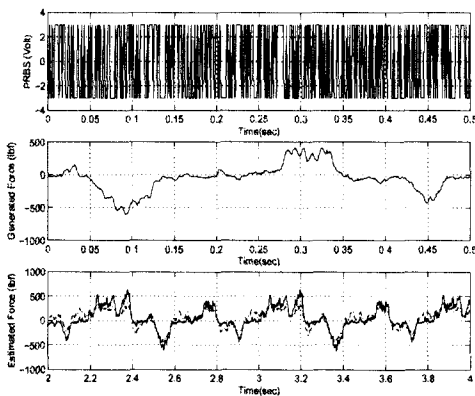


Fig. 6 PRBS and generated/ estimated force

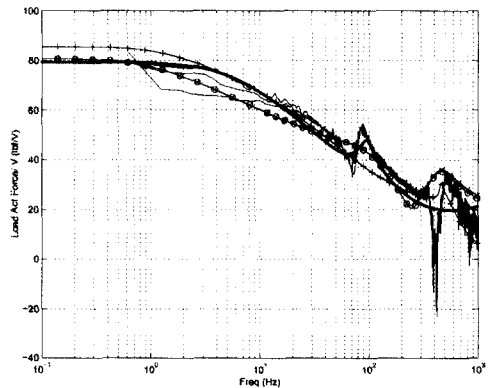


Fig. 7 Comparison of frequency responses for various system identification model

대한 주파수 응답의 비교가 Fig. 7 에 도시 되어 있다. 이 그림에서 가는 실선은 실험 데이터, 굵은 실선은 상태공간 모델, 'o'으로 표현된 선은 ARX, 'x'로 표현된 선은 ARMAX, 그리고 '+'로 표현된 실선은 OE 에 의한 주파수 응답을 각각 의미한다. 앞서도 언급되었지만, 상태 공간 모델을 이용하는 시스템 규명 결과가 실험 결과와 가장 잘 부합되고 있다. Fig. 4 에 나타난 모델 #2 의 해석적 주파수 응답과 비교할 때, 시스템 규명에 의한 추정 모델은 1 차 공진 대역의 전달 특성을 보다 더 잘 표현하고 있다. 따라서, 다음 절에서는 이 시스템

$$G(s) = (1 + \Delta_M)G_o(s) \quad (12)$$

$$\text{여기서, } G_o(s) = \frac{37.07s^5 + 37600s^4 - 3.506 \times 10^8 s^3 + 4.127 \times 10^{11} s^2 + 1.708 \times 10^{14} s + 1.229 \times 10^{17}}{s^5 + 24780s^4 + 5.870 \times 10^6 s^3 + 9.166 \times 10^9 s^2 + 7.709 \times 10^{11} s + 1.328 \times 10^{13}} (\text{lb}/V)$$

위 식 (12)에서  $\Delta_M$  은 공칭 모델의 부 정확성을 표현하는 항으로서, 일반적으로 안정하면서 고정된 크기를 갖는 가중 전달함수  $W_2(s)$  와 크기가  $\|\Delta_M\|_{\infty} \leq 1$  로 제한되는 가변 안정한 전달함수  $\Delta(s)$  를 사용하여 식 (13)과 같이 기술된다.

$$\Delta_M = W_2(s)\Delta(s) \quad (13)$$

식 (12)과 (13)에 의하여, 아래의 식 (14)과 같이  $W_2(s)$  의 최대 하한경계(Infimum)가 결정된다.

$$\begin{aligned} |G(j\omega)/G_o(j\omega) - 1| &= |\Delta(j\omega)W_2(j\omega)| \leq |W_2(j\omega)| \\ \text{for } \forall \omega \end{aligned} \quad (14)$$

시스템 규명으로 얻어진  $G_o(j\omega)$  와 입력신호의 크기를 변화시켜 가면서 얻은 부하재현장치에 대한 실험적 주파수 응답을 이용하면, 식 (1)에서 좌변 항의 주파수 대역 크기는 Fig. 8 과 같이 나타난다. 따라서, 아래의 식과 같은 안정한 가중함수  $W_2(s)$  를 선정하면, 식 (14)의 좌변 항 크기는 모든 주파수 대역에서 Fig. 8 에 굵은 선으로 그려진  $W_2(j\omega)$  보다 작게 된다. 이 그림에서 제일 작은 DC 계인을 갖는 실선은 3.8  $V_{pp}$  입력신호를 사용하여 얻어진 실험적 주파수 응답과 공칭 모델인  $G_o(j\omega)$  와의 상대적 편차 비(Relative Error Ratio)를 나타낸다. 또한, 중간 크기의 DC 계인을 갖는 실선은 2.0  $V_{pp}$ , 그리고 가장 큰 크기의 DC 계인을 갖는 실선은 1.0  $V_{pp}$  입력신호로 얻어진 실험적 주파수 응답의 편차 비를 각각 나타낸다. 즉, 시스

템 규명 결과를 바탕으로 부 정확성 한계가 고려된 부하재현 재현 장치의 동적 모델을 유도하기로 한다.

#### 4. 모델링 오차가 고려된 DLS 모델링

시스템 규명에 의한 추정 모델의 전달함수를  $G_o(s)$  라 하고, 다음의 식 (12)로 표현되는 곱셈형 오차 표현법을 사용하여 부하재현장치의 운동 모델 전달함수  $G(s)$  를 기술하여 보자.<sup>(13)</sup>

템 규명 법을 사용하여 추정된 공칭 모델  $G_o(j\omega)$  은 큰 크기를 갖는 입력신호(3.8  $V_{pp}$ )에 의한 실험적 주파수 응답과 가장 잘 일치되고 있음을 보여 주고 있다.

$$W_2(s) = 0.75 \frac{s/4.547 \times 10^{-3} + 1}{s/6.366 \times 10^{-4} + 1} \quad (15)$$

#### 5. 결론

본 논문에서는 조종면 변위 및 비행체의 운동 상태에 따라 변화되는 조종면 힌지 모멘트를 지상에서 그대로 재현시킬 수 있는 조종면 부하재현 장치의 구조가 소개되었고, 이 시스템의 운동 특성을 기술하는 두 가지의 해석적 모델이 제시되었다. 실험적인 결과를 이용하여 제시된 해석적 모

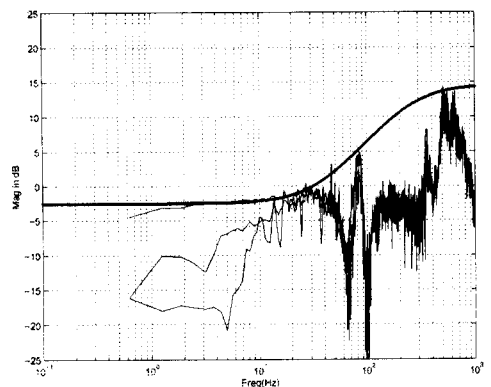


Fig. 8 Uncertainty weight,  $W_2(j\omega)$  and modeling error

델들에 대한 정확도가 검증되었다. 부하재현장치로 입력되는 서보 밸브의 구동신호 입력크기에 따라 서로 다르게 나타나는 실험적 주파수 응답 특성과 1 차 공진 주파수 대역에서의 전달 특성을 보다 더 정확하게 표현하는 모델을 얻기 위하여 시스템 규명(System Identification) 기법이 사용되었다. 시스템 규명 방법으로 얻어진 공칭 모델에 대하여, 곱셈형 오차 표현 법을 사용하여 공칭 모델의 부정확성 경계를 고려 함으로서 부하재현장치의 비선형 운동 특성을 근사화 시켰다. 이와 같이 모델링 오차가 고려된 부하재현 장치의 동적 모델은 앞으로 진행될 견실 힘 제어계(Robust Force Control System) 설계에 중요 데이터로 사용된다.

### 참고문헌

- (1) Boeing Commercial Airplane Company, 1985, Test Act System Validation Final Report, NASA CR-172525.
- (2) Roskam, J., 1979, Airplane Flight Dynamics and Automatic Flight Controls, Roskam Aviation and Engineering Corporation.
- (3) Nam, Y, Lee, J. and Hong, S.K., 2000, "Force Control System Design for Aerodynamic Load Simulator," Proceedings of the American Control Conference, pp. 3043 ~ 3047.
- (4) 이성래, 김형의, 문의준, 1994, "유압식 부하 시뮬레이터의 설계에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제 18 권 제 1 호, pp. 44 ~ 52.
- (5) Schaefer, W.S, Inderhees, L.J. and Moynes J.F., "Flight Control Actuation System for B-2 Advanced Technology Bomber", Technical Bulletin 153, MOOG.
- (6) Vieten, K.W., Snyder, J.D. and Clark, R.P., 1993, "Redundancy Management Concepts for Advanced Actuation Systems", AIAA/AHS/ASEE Aerospace Design Conference, AIAA 93-1168, pp. 1 ~ 9.
- (7) Merritt, H., 1967, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons.
- (8) Hsu, Y.N, Lai, C.Y., Hsu, M.H. and Lee, Y.K., 1991, Development of the Direct Drive Valve(DDV) Actuation System on the IDF Aircraft, International Pacific Air and Space Technology Conference.
- (9) MOOG, 1997, Servo and Proportional System Catalog, pp. 95 ~ 98.
- (10) Ljung, L., 1987, System Identification, Theory for the User, Prentice Hall.
- (11) Brown, R.G., 1983, Introduction to Random Signal Analysis and Kalman Filtering, John Wiley & Sons.
- (12) Ljung, L, 1995, System Identification Toolbox for Use with MATLAB, MathWorks.
- (13) Doyle, J.C., Francis, B.A. and Tannenbaum, A.R., 1992, Feedback Control Theory, Macmillian Publishing Co.