

# 항공기용 이중화 비대칭형 직렬 전기-정유압 구동기의 Force Fighting 억제 기법

송우근<sup>1,†</sup>, 김상석<sup>1</sup>, 최정석<sup>1</sup>, 이정운<sup>1</sup>, 이종철<sup>1</sup>, 이준원<sup>1</sup>, 최종윤<sup>2</sup>

<sup>1</sup>한화에어로스페이스(주) 항공우주연구소 우주항공R&D센터

<sup>2</sup>국방과학연구소 항공기술연구원 1부

## Force Fighting Suppressive Technique of Dual Redundant Asymmetric Tandem Electro-Hydrostatic Actuator for Aircraft

Woo Keun Song<sup>1,†</sup>, Sang Seok Kim<sup>1</sup>, Jeong Seok Choi<sup>1</sup>, JungUn Lee<sup>1</sup>, Jong Cheol Lee<sup>1</sup>, Jun won Lee<sup>1</sup>, and Jong Yoon Choi<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Space & Aeronautics Development Center, Aerospace Engineering Department, Hanwha Aerospace

<sup>2</sup>1st Directorate, Aerospace Technology Research Institute, Agency for Defense Development

### Abstract

EHA (Electro-Hydrostatic Actuator) is more energy efficiency than a centralized hydraulic system. In particular, the EHA used for aircraft has a redundant design in preparation for failure scenario. Also, due to the aircraft's internal space limitation, the actuator's length must be optimized. Therefore, a series configuration of double rod and single rod cylinder is advantageous. However, due to the asymmetry of the cross-sectional area of the piston, the force fighting phenomenon between the two cylinder areas occurs during redundant operation with a general control system. In this paper, the force fighting phenomenon of redundant EHA was simulated. A controller with load compensation and a force control-based position controller as a method to suppress its stimulation

### 초 록

EHA(Electro-Hydrostatic Actuator)는 기존의 중앙집중식 유압시스템에 비해 높은 에너지 효율을 가진다. 특히 항공기용 EHA는 고장상황에 대비하여 이중화 설계가 일반적이다. 또한 장착공간의 한계로, 구동기 길이를 최적화 하여야 한다. 따라서 양로드형 실린더와 단로드형 실린더의 직렬 구성이 유리하다. 하지만 피스톤 수압부 면적의 비대칭성으로 인해, 일반적인 제어 기법으로 이중화 구동 시 두 실린더 사이에 Force Fighting 현상이 발생하게 된다. 본 논문에서는 이중화된 EHA의 시뮬레이션을 통해 Force Fighting 현상을 확인하였다. 이를 억제하기 위한 방법으로 Load Compensation 제어기와 힘 제어 기반 위치 제어기를 적용하였고 시뮬레이션을 통해 각각의 성능을 비교 분석하였다.

**Key Words :** Electro-Hydrostatic Actuator(전기-정유압 구동기), Force Control(힘 제어), Force Fighting(힘 대립), PMSM(영구자석형 동기전동기), Space Vector control(공간 벡터 제어)

## 1. 서 론

전기-유압 서보 구동기(EHSA, Electro-Hydraulic Servo Actuator)는 전기-기계 구동기(EMA, Electro-

Mechanical Actuator)에 비해 다음과 같은 몇 가지 장점이 있다. 시스템 설계 시 실린더의 면적을 통해 출력의 조절이 가능하기 때문에 감속기가 필요 없다. 또한 동력원과 구동기의 자유로운 배치가 가능하며 이에 따라 구동기의 경량화/소형화가 가능하므로 구동기의 질량 대비 출력(force to mass ratio)을 높일 수 있다. 뿐만 아니라 필요 시 공급 유량을 차단함으로써 별도의 Brake 없이 큰 부하를 유지하는데 유리하며, 외부의 충격에 강인하기 때문에 내구성이 높고, 유압 작동

Received: Apr. 13, 2022 Revised: Jul. 14, 2022 Accepted: Jul. 15, 2022

† Corresponding Author

Tel: +82-41-538-7890, E-mail: wksong@hanwha.com

© The Society for Aerospace System Engineering

유로 인해 자체 윤활(Self-Lubricating)이 가능하다 [1]. 이와 같은 장점으로 인해 EHSA 시스템은 항공기나 건설장비 등의 중장비 등의 산업분야 폭넓게 사용되고 있다.

그러나 기존의 EHSA 시스템은 구동기의 작동여부와 관계없는 중앙집중식 유압 동력원(HPU, Hydraulic Power Unit)으로부터 연속적으로 압력을 공급하기 때문에 서보 밸브에서 높은 에너지 손실이 발생하며, 배관의 길이에 따른 압력손실, 중량 증가, 누유 등의 문제가 발생한다.

이러한 EHSA의 에너지 효율 문제를 해결하면서 EHSA 시스템이 가진 장점을 함께 가지는 전기-정유압 구동기(EHA, Electro-Hydrostatic Actuator) 시스템이 활발히 개발되고 있다. EHA 시스템은 전기모터와 유압 펌프, 축압기, 릴리프 밸브, 구동기 등의 부품들로 폐회로를 구성하는 일종의 Integrated Electro Hydraulic Actuator(IEHA)이다. 이는 구동이 필요할 때 전기모터와 유압 펌프를 구동하여 유량과 압력을 만들어내기 때문에 기존의 유압 구동 시스템에 비해 매우 높은 효율을 가진다. 또한 중앙집중식 유압 동력원을 사용하지 않기 때문에 구동기의 모듈화가 가능하며, 복잡한 배관을 제거함으로써 중량을 최소화하고, PBW(Power By Wire) 시스템으로 설계 할 수 있다는 장점이 있다.[2]

특히 항공분야에 적용되는 구동기는 고장상황에 대비하여 다중화 설계를 통한 Redundancy를 확보해야 하며, 구동기 길이의 최소화를 위해 단로드형 유압실린더(single rod asymmetric cylinder)를 적용하는 것이 유리하다. 이 때문에 본 논문에서는 양로드형 실린더(double rod symmetric cylinder), 와 단로드형 실린더의 직렬 구조 이중화 EHA를 제어 대상으로 설계하였다. 그러나 이 구조에서 단로드형 피스톤의 단면적 차이로 인해 이중화 구동 시 서로 반대 방향으로 힘이 작용하는 Force Fighting 현상이 발생하게 된다.[3-6]

본 논문에서는 항공기용으로 적용 가능한 이중화 구동 EHA와 삼중화 통신 ECU(Electric Control Unit)의 개념설계와 더불어, 구동특성을 파악하기 위한 시뮬레이션을 수행하였다. 특히, 유량 제어 기반의 위치 제어 시 발생하는 Force Fighting 현상과 양 실린더 간 압력 불평형 현상을 확인하였으며, 이를 억제하기 위해 기존의 유량 제어 기반 위치 제어기에서 Load Compensator를 적용한 적용한 제어기와 PMSM(Permanent Magnet Synchronous Motor)의 공간 벡터 제어를 적용한 힘 제어 기반 위치 제어기를 구현하고 비교하였다. 결과적으로 힘 제어 기반 위치 제어를 통해 Force Fighting 현상 및 압력 불평형 현상을 현저히 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

## 2. 시스템 모델

### 2.1 EHA 및 ECU 구성

이중화 구동 EHA와 삼중화 통신 ECU의 구성은 Fig. 1과 같다.

FLCC(Flight Control Computer)는 MIL-STD-1553B 통신을 통해 EHA의 RAM 위치 명령을 송신하고, ECU는 내부에 3개로 구성된 Control board #1~#3에서 명령의 수신과 CCDL(Cross Channel Data Link) 통신을 통해 고장탐지 및 Control Board 간 데이터 송수신을 수행한다. 수신된 명령과 압력센서, 전류센서, 모터 각도센서, RAM 위치센서 값을 기반으로 모터 구동 PWM 신호를 생성하며, Inverter Board #1, #2에서 각각 EHA의 위치 제어를 수행한다.

본 논문에 사용된 EHA는 동력 기준 약 60kW, 최대 힘 기준 약 200kN으로 설계되었다. 전기모터, 유압 펌프, 축압기, 릴리프 밸브, 유압 실린더 및 기타 유압 부품들로 구성되며, 각 챔버마다 5kHz 대역폭의 압력 센서가 부착되어 있다. 이중화 구동 구성은 System 1의 양로드형 실린더와 System 2의 단로드형 실린더의 직렬 구성으로 이루어져 있으며, 실린더를 제외한 나머지 구성품은 동일한 사양으로 구성되어 있다.

### 2.2 EHA 수학적 모델

각 System 별 모터의 운동방정식과 전류 관계식은 다음과 같다[7].

$$\tau_1 = J \frac{d\omega_1}{dt} + B_p \omega_1 + \tau_{l1} \quad (1)$$

$$\tau_2 = J \frac{d\omega_2}{dt} + B_p \omega_2 + \tau_{l2} \quad (2)$$

$$i_{dc1} = \frac{1}{k_t} \tau_1 \quad (3)$$

$$i_{dc2} = \frac{1}{k_t} \tau_2 \quad (4)$$

여기서  $\tau_1, \tau_2$ 는 모터의 토크,  $\omega_1, \omega_2$ 는 각 모터의 회전 속도,  $J$ 는 모터 및 펌프의 관성모멘트,  $B_p$ 는 모터 및 펌프의 점성마찰,  $\tau_{l1}, \tau_{l2}$ 는 각 모터의 부하토크,  $i_{dc1}, i_{dc2}$ 는 각 모터의 dc전류,  $k_t$ 는 모터의 토크상수를 의미한다.

각 System 별 유압 펌프 양단의 유량방정식은 다음과 같다[8].

$$Q_1 = D_1 \omega_1 - K_b (P_1 - P_2) - K_{ep} (P_1 - P_{d1}) \quad (5)$$

$$Q_2 = -D_1 \omega_1 + K_b (P_1 - P_2) + K_{ep} (P_1 - P_{d1}) \quad (6)$$

$$Q_3 = D_2 \omega_2 - K_b (P_3 - P_4) - K_{ep} (P_3 - P_{d2}) \quad (7)$$

$$Q_4 = -D_2 \omega_2 + K_b (P_3 - P_4) + K_{ep} (P_3 - P_{d2}) \quad (8)$$

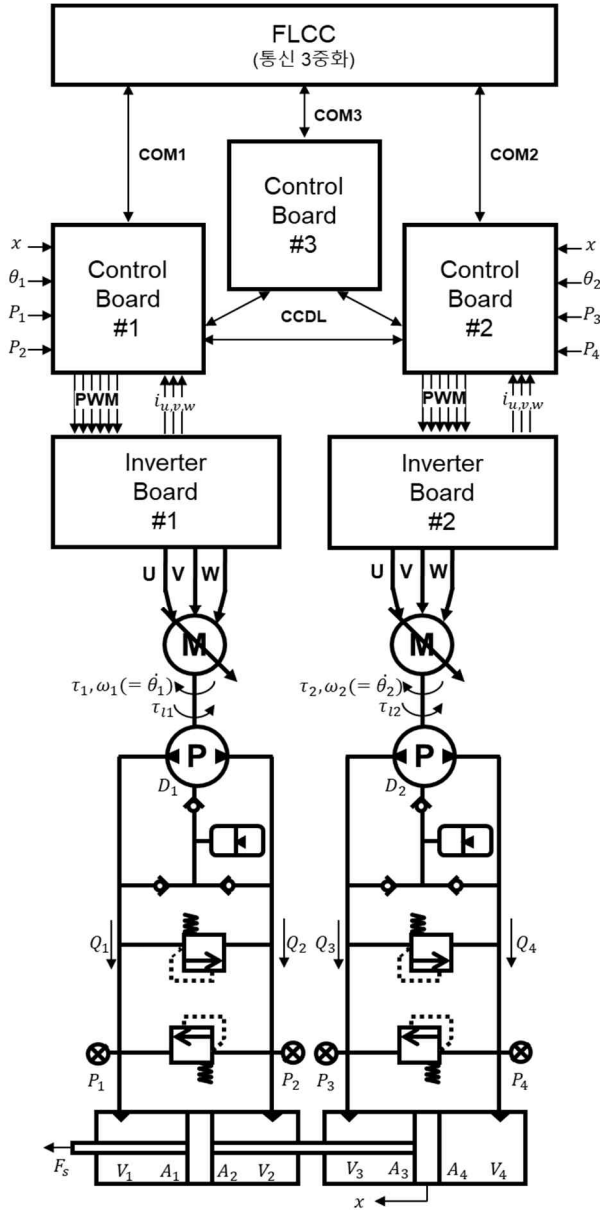


Fig. 1 Structure of Dual Redundancy EHA and Triple Redundancy ECU

여기서  $Q_1 \sim Q_4$ 는 각 펌프의 토출 유량,  $D_1, D_2$ 는 펌프의 체적,  $K_p, K_{\phi}$ 는 펌프의 내부/외부 누설계수,  $P_1 \sim P_4$ 는 각 펌프 양단의 압력,  $P_{d1}, P_{d2}$ 는 펌프의 드레인 압력을 의미한다.

식 (5)~(8)에서 펌프의 내부/외부 누설 계수는 다른 인자들에 비해 매우 작은 값으로 무시할 수 있다고 가정하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_1 = D_1 \omega_1 \quad (9)$$

$$Q_2 = -D_1 \omega_1 \quad (10)$$

$$Q_3 = D_2 \omega_2 \quad (11)$$

$$Q_4 = -D_2 \omega_2 \quad (12)$$

각 챔버의 압력 변화율에 대한 연속방정식은 다음과 같다[9].

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1 + A_1 x} (Q_1 - A_1 \dot{x} - K_c (P_1 - P_2)) \quad (13)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2 - A_2 x} (Q_2 + A_2 \dot{x} + K_c (P_1 - P_2)) \quad (14)$$

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{\beta}{V_3 + A_3 x} (Q_3 - A_3 \dot{x} - K_c (P_3 - P_4)) \quad (15)$$

$$\frac{dP_4}{dt} = \frac{\beta}{V_4 - A_4 x} (Q_4 + A_4 \dot{x} + K_c (P_3 - P_4)) \quad (16)$$

여기서  $\beta$ 는 작동유의 Bulk Modulus,  $A_1 \sim A_4$ 는 각 실린더의 수압부 면적,  $x$ 와  $\dot{x}$ 는 RAM 위치 및 속도,  $K_c$ 는 실린더 내부 누설계수를 의미한다.

$$D = D_1 = D_2 \quad (17)$$

$$V = V_1 = V_2 = V_3 = \frac{V_4}{1.2} \quad (18)$$

$$A = A_1 = A_2 = A_3 = \frac{A_4}{1.2} \quad (19)$$

식 (13)~(16)에서 실린더 내부 누설 계수는 다른 인자들에 비해 매우 작은 값으로 무시할 수 있다고 가정하면, 본시스템에 맞도록 식 (9)~(12), (17)~(19)를 적용하면 각 챔버의 압력 변화율에 대한 연속방정식은 다음과 같이 간략히 표현 할 수 있다.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V + A_1} (D \omega_1 - A_1 \dot{x}) \quad (20)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V - A_2} (-D \omega_1 + A_2 \dot{x}) \quad (21)$$

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{\beta}{V + A_3} (D \omega_2 - A_3 \dot{x}) \quad (22)$$

$$\frac{dP_4}{dt} = \frac{\beta}{1.2V - A_4} (-D \omega_2 + A_4 \dot{x}) \quad (23)$$

RAM의 운동방정식은 다음과 같다.

$$F_1 = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (24)$$

$$F_2 = P_3 A_3 - P_4 A_4 \quad (25)$$

$$F_s = M \ddot{x} = F_1 + F_2 - B_c \dot{x} - F_l \quad (26)$$

여기서  $F_1, F_2$ 는 각 System의 힘,  $F_s$ 는 합계 힘,  $\ddot{x}$ 는 RAM의 가속도,  $M$ 은 RAM 중량,  $B_c$ 는 RAM 점성마찰과 및 댐핑부하,  $F_l$ 는 부하 힘을 의미한다.

식 (24)~(26)에서 (19)를 적용하면 다음과 같다.

$$F_1 = P_1 A - P_2 A = \Delta P \quad (27)$$

$$F_2 = P_3 A - 1.2 P_4 A \quad (28)$$

$$F_s = M \ddot{x} = (1.2 P_1 - P_2 + P_3 - P_4) A - B_c \dot{x} - F_l \quad (29)$$

단, Fig. 1에서 체크밸브, 축압기, 릴리프 밸브 등은 공동현상의 예방과 시스템의 과손을 예방하기 위한 장치이므로, 시뮬레이션 모델에 반영하지 않았다.

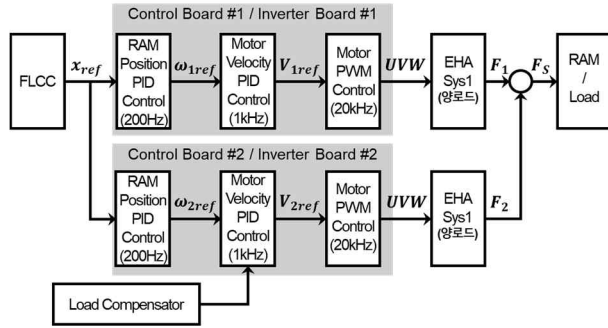


Fig. 2 Block Diagram of Flowrate Based Control

### 3. ECU 제어기 설계

#### 3.1 유량 제어 기반 위치 제어기

유량 제어 기반 위치 제어기의 설계 개념은 Fig. 2 과 같다. 유량 기반 제어는 식 (9)~(12)에서 확인할 수 있듯이, 모터의 속도제어를 통해 실린더에 공급되는 유량을 간접적으로 제어하고, 이를 기반으로 구동기의 위치를 제어하는 Cascade 구조이다. 이 제어 방법은 스톱의 변위를 조절하여 공급 유량을 제어하는 EHAS 유압 구동 시스템의 제어와 구조적으로 유사하다.

이러한 과정에서 펌프 양단의 압력 차에 의해 발생하는 누설에 의해 원하는 유량만큼 발생하지 않는다는 점, 모터/펌프의 정지마찰토크에 의해 모터/펌프의 저속 제어가 어렵다는 점, RAM의 운동에 의해 압력 제어가 어렵다는 점 등의 단점이 발생하게 된다.

해당 제어방식의 경우 3개의 Control Board 중 2개의 Control Board가 각각 RAM Position에 대한 PID 제어, Motor Velocity에 대한 PID제어, Motor PWM 제어를 수행하게 되며, 나머지 1개의 Control Board는 직접적인 제어를 수행하지는 않으며, FLCC와의 통신, 고장 탐지만 수행한다.

Load Compensator은 EHA system 2에만 적용하였으며,  $F_1$ 과  $F_2$ 의 방향이 반대일 경우에만 다음과 같이 정의된다.

$$V_{2ref} = (\omega_{2ref} - \omega_{2act}) \left( K_p + \frac{1}{s} K_i + s K_d \right) - K_{ff} (F_1 - F_2) \quad (30)$$

여기서  $V_{2ref}$ 는 System2의 모터 속도 제어기의 출력,  $\omega_{2ref}$ 는 모터 속도 지령,  $\omega_{2act}$ 는 모터 실제 속도 값,  $K_p, K_i, K_d$ 는 모터 속도 제어기의 제어 이득,  $K_{ff}$ 는 Load Compensator의 보상 이득 값이다.

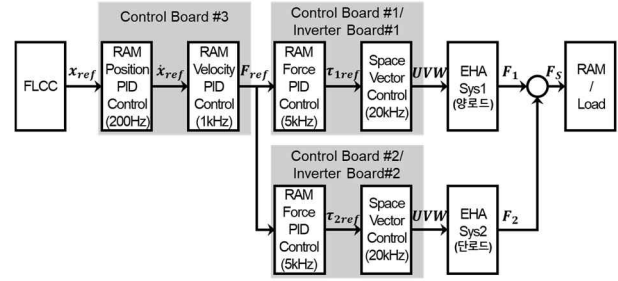


Fig. 3 Block Diagram of Pressure Based Control

#### 3.2 힘 제어 기반 위치 제어기

힘 제어 기반 위치 제어기 설계 개념은 Fig. 3과 같다. Control Board #3에서 FLCC의 제어 명령을 수신하고, 이를 통해 RAM Position PID 제어와 RAM Velocity PID제어를 통해 힘 제어 신호를 생성한 뒤, Control Board #1, #2에 힘 명령을 1kHz 제어 주파수로 송신한다. Control Board #1, #2는 수신된 힘 명령과 식 (27), (28)과 같이 압력 센서 값으로  $F_1, F_2$ 의 RAM Force PID 제어를 수행하며 각 모터에 필요한 토크 명령 신호를 생성한다. 이후 공간벡터제어를 통해 모터의 토크를 제어하게 된다. 이와 관련된 모터 및 펌프의 토크, 실린더 챔버의 압력, 피스톤 로드 힘 관계는 다음을 통해 알 수 있다.

유압 펌프의 효율 관계식은 다음과 같다.

$$\eta_{total} = \frac{Q\Delta P}{\omega\tau_p} \quad (31)$$

여기서  $\eta_{total}$ 는 펌프의 전효율,  $Q$ 는 유량,  $\Delta P$ 는 펌프 양단의 압력차,  $\omega$ 는 모터 및 펌프의 각속도,  $\tau_p$ 는 모터 및 펌프의 토크를 나타낸다. 식 (31)에 식 (9)를 대입하고, 전효율을 1이라 가정한 뒤  $\tau_p$ 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$\tau_p = D\Delta P \quad (32)$$

위의 식을 통해 모터 및 펌프에 인가되는 토크와 펌프 양단의 압력 차는 비례함을 알 수 있고, 식 (24)를 통해 피스톤 로드에서 인가되는 힘과 실린더 챔버 간의 압력차는 비례함을 알 수 있다. 즉, 모터 및 펌프의 토크를 제어함으로써 피스톤 로드의 힘을 제어하여 Force Fighting 현상을 감소시킬 수 있을 것으로 예상된다.

이러한 근거에 따라 PMSM의 토크를 제어하기 위해 공간 벡터 제어기법을 적용하였다. Fig. 4와 같이, 공간 벡터 제어기법은 모터의 상 전류를 측정하여 좌표 변환을 통해 회전 좌표계 변수로 변환한 뒤, 이를 통해 순시 토크를 제어하는 방식이다.

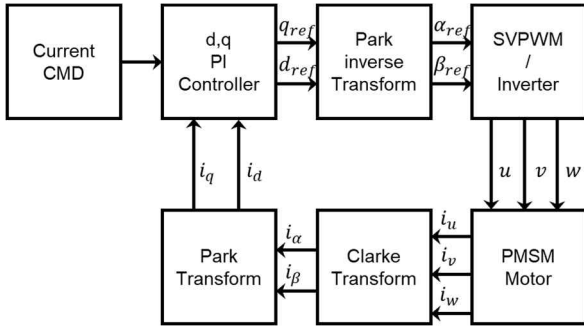


Fig. 4 PMSM Space Vector Control Block Diagram

공간 벡터 제어는 6 스텝 제어(구형과 제어) 대비 연산량이 많고, 2개 이상의 상 전류 센싱이 필요하며 출력 최대 전압이 일부 제한된다는 단점이 있으나, 모터의 정밀한 토크 제어가 가능하며, 6 스텝 제어 대비 적은 고조파로 인버터 효율이 높다는 장점이 있다.

다음 장에서 유량 제어 기반 위치 제어기와 공간 벡터 제어를 적용한 힘 제어 기반 위치 제어기를 시뮬레이션 하여 이중화 EHA의 Force Fighting 현상의 억제 성능을 비교 분석하였다.

## 4. 시뮬레이션 결과

제안된 두 제어기의 성능을 확인하기 위해 Matlab/Simulink, Simscape를 활용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에 활용된 모델은 기본적으로 2.2장의 모델을 활용하였으며, 파라미터 값은 Table 1에 나타내었다.

### 4.1 유량 제어 기반 위치 제어기

먼저 Load compensation을 적용하지 않은 유량 제어 기반 위치 제어기의 시뮬레이션 결과는 Fig. 5와 같다. Fig. 5(a)에서 Reference Position을 잘 추종하는 것을 확인할 수 있다. 그러나 Fig. 5(c)에서 각 실린더 수압부 면적의 차이로 인해 System1의 힘과 System2의 힘의 불평형이 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 5(d)에서 RAM Force의 방향이 반대 방향으로 변하는 순간 Force fighting 현상이 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. 또한 정상상태에서 System1과 System2의 힘이 반대방향으로 형성되며 불필요한 Force Fighting 현상이 해소되지 않고 유지되는 현상을 확인할 수 있다.

Load compensation을 적용한 유량 기반 제어기의 시뮬레이션 결과는 Fig. 6과 같다. 마찬가지로 Fig. 6(a)에서 Reference Position을 잘 추종하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 6(c)에서 Force Fighting이 순간적으로 발생하지만, Fig. 6(d)에서 정상상태의 Force

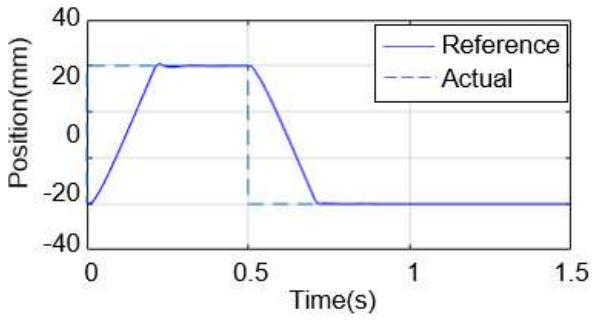
Fighting 현상이 감소됨을 확인할 수 있다.

### 4.2 힘 제어 기반 위치 제어기

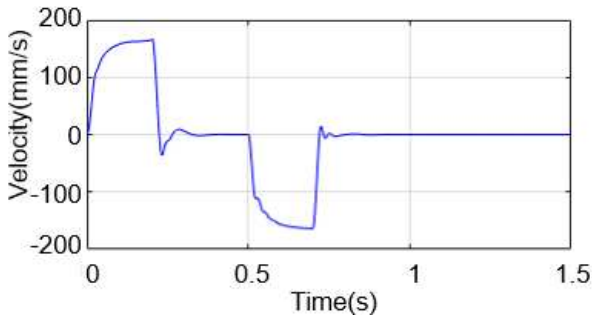
힘 제어 기반 위치 제어기의 시뮬레이션 결과는 Fig. 7과 같다. PID 제어 게인이 유량 제어 기반 위치 제어기와 다르기 때문에 성능의 차이는 일부 있으나, Fig. 7(a)에서 Reference Position을 잘 추종하는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 7(c)에서 System1의 힘과 System2의 힘의 크기가 유사하여 힘의 불평형이 적은 것을 확인할 수 있다. Fig. 7(d)에서는 Force fighting 현상이 크게 감소됨을 확인할 수 있다. Force Fighting 값은 5kN 이내로, 본 시뮬레이션에 사용된 모델의 최대 힘인 200kN임을 감안하면 2.5% 이내임을 알 수 있다.

Table 1 Simulation Parameter

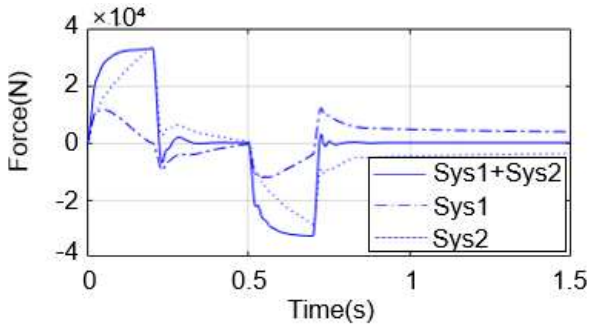
Description	Parameter	Value	Unit
Motor torque constant	$K_t$	0.1769	$Nm/A$
Motor back emf constant	$K_\omega$	0.0053	$V/RPM$
Motor phase inductance	$L$	2	$mH$
Motor phase resistance	$R$	0.4	$\Omega$
Motor and pump inertia	$J$	$4.325 \times 10^4$	$kg m^2$
Pump displacement	$D$	$8.2 \times 10^{-7}$	$m^3/rad$
Pump viscous friction constant	$B_p$	$3.33 \times 10^{-4}$	$Nm/RPM$
Effective area	$A$	0.0036	$m^2$
Chamber volume	$V$	$2.077 \times 10^{-3}$	$m^3$
Ram mass	$M$	5	kg
Bulk modulus	$\beta$	14000	bar
RAM viscous friction constant	$B_c$	$2 \times 10^5$	$N \cdot s/m$



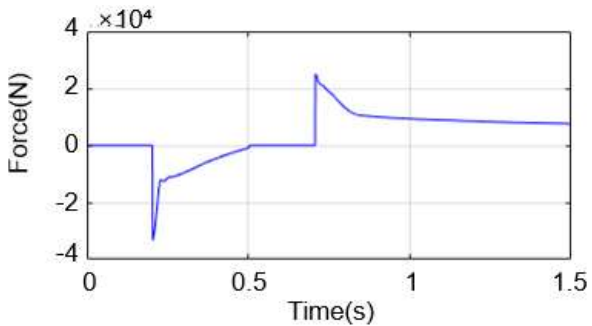
(a) RAM Position



(b) RAM Velocity

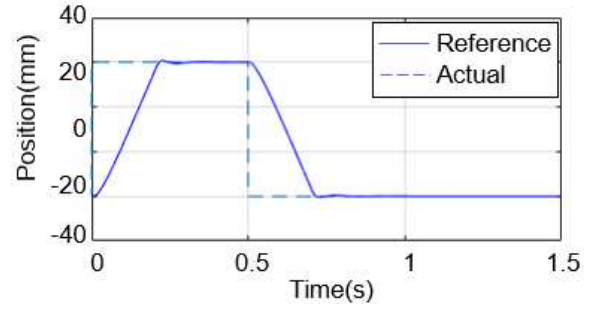


(c) RAM Force

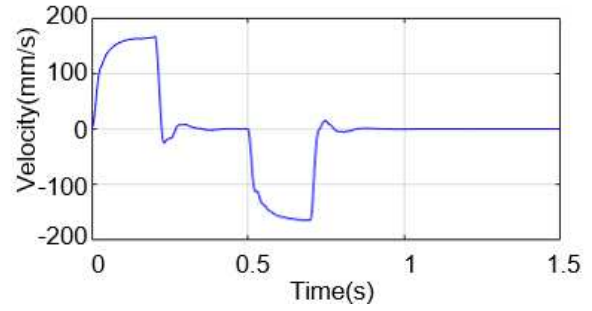


(d) Force Fighting

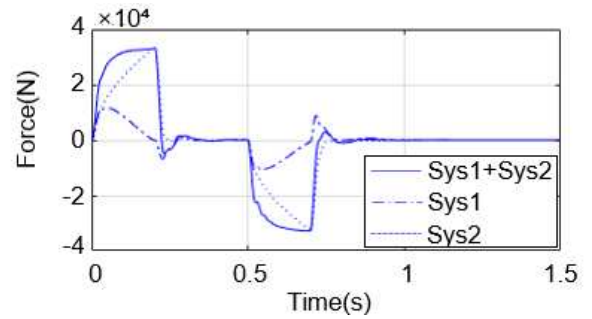
**Fig. 5** Flowrate Based Control, without Load Compensation



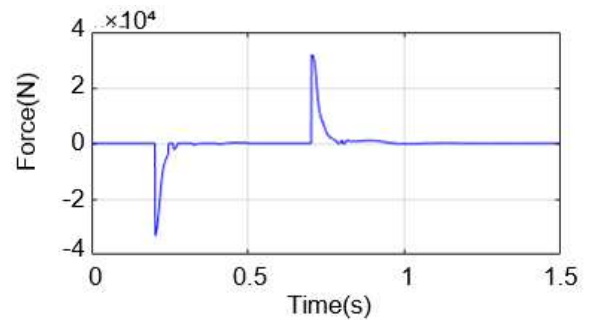
(a) RAM Position



(b) RAM Velocity

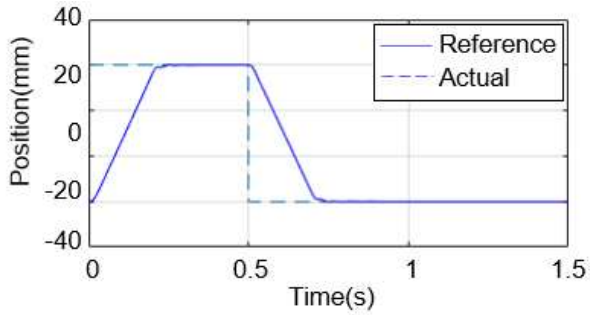


(c) RAM Force

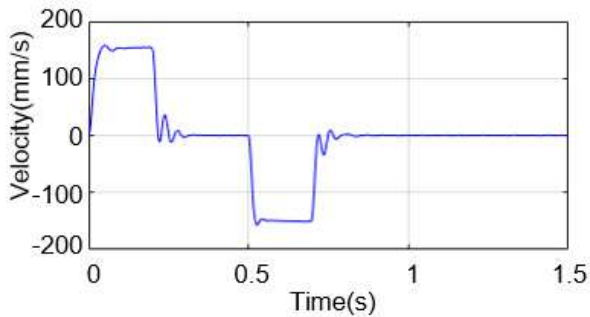


(d) Force Fighting

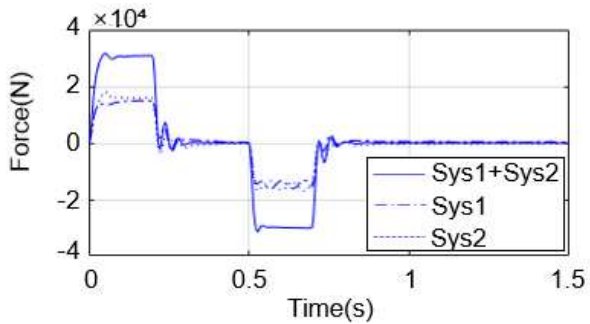
**Fig. 6** Flowrate Based Control, with Load Compensation



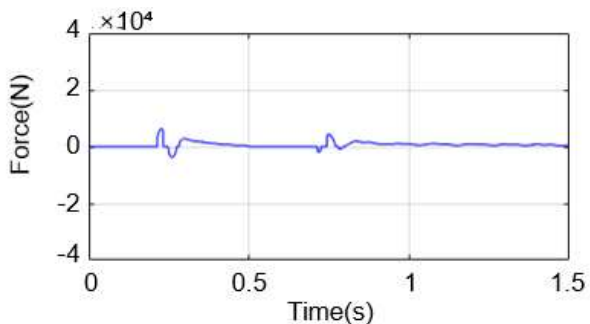
(a) RAM Position



(b) RAM Velocity



(c) RAM Force



(d) Force Fighting

**Fig. 7** Force Based Control

## 5. 결 론

시뮬레이션을 통해 비대칭형 이중화 EHA의 유량 제어 기반 위치 제어 시, 각 System 간의 압력 불평형 상태와 Force Fighting 현상이 발생함을 확인하였다. 이는 각 유압 구성품들의 내구성문제를 유발할 수 있으며, 불필요한 동력을 소모함으로써 EHA의 장점인 높은 효율을 저해한다. 본 논문에서는 일반적인 유량 제어 기반 위치 제어기에 Load compensator 적용한 결과와 힘 제어 기반 위치 제어기를 적용한 결과를 비교하였다. 시뮬레이션 결과 각 System 간 압력 불평형 상태, Force Fighting 현상의 감소를 위해서는 힘 제어 기반 위치 제어기가 가장 효과적임을 확인하였다.

향후 실제 시제 시험을 통해 Load Compensator를 적용한 유량 제어 기반 위치 제어기와 힘 제어 기반 위치 제어기의 성능을 검증할 예정이다.

## 후 기

해당 논문은 국방과학연구소 '19년 산학연 주관 핵심 기술(시험개발) 연구개발과제 "Electro-Hydrostatic 액츄에이터(EHA) 개발"의 일환으로 수행된 것입니다.

## References

- [1] H.E. Merritt, Hydraulic control systems, John Wiley & sons, 1967
- [2] S. Habibi, G. Andrew, "Design of a new high performance electrohydraulic actuator," in *Proc. IEEE/ASME Int. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics*, Atlanta, GA, pp. 227-232, 1999.
- [3] S. R. Lee and Y. S. Hong, "Synchronous Control of an symmetrical Dual Redundant EHA," *Journal of Drive and Control*, vol. 13, no.2, pp. 1-9, June 2016.
- [4] S. R. Lee and Y. S. Hong, "Control-performance Improvement of Dual EHAs," *Journal of Drive and Control*, vol. 13, no.3, pp. 32-38, Sep. 2016.
- [5] Y. S. Hong, S. S. Kim, D. H. Kim, S. B. Kim and K. H. Choi, "Design of a Hydraulic Circuit for an Asymmetrically Dualized Electro-Hydrostatic Actuator," *Journal of Aerospace System Engineering*, vol. 8, no. 2, pp. 7-12, Jun. 2014.
- [6] D. Y. Kim, H. J. Park, S. S. Kim, D. H. Kim, S. B. Kim, J. W. Lee, J. Y. Choi, "Design of a Hydraulic Circuit for an

Asymmetrically Dualized Electro-Hydrostatic Actuator,"  
*Journal of Aerospace System Engineering*, vol. 15, no. 3,  
pp. 1-10, Jun. 2021.

- [7] S.H. kim, DC, AC, BLDC motor control, 2<sup>nd</sup> Ed, bockdo, 2011.
- [8] R. Kang, J. C. Mare, Z. Jiao, "Nonlinear modeling and control design of electro-hydrostatic actuator." in *Proc. JFPS Int. Symp. on Fluid Power*, Toyama, vol. 2008, no. 7-3, pp. 665-670, 2008.
- [9] S. Habibi, A. Goldenberg, "Design and analysis of a new symmetrical linear actuator for hydraulic and pneumatic systems," *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 23, no. 3, pp. 377-396, 1999.