한국마린엔지니어링학회지 제33권 제1호, pp. 71~80, 2009. 1 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

견실한 추종 제어를 위한 EHA 시스템의 슬라이딩 모드제어에 관한 연구

박용호* · 박성환†

(원고접수일 : 2008년 11월 11일, 원고수정일 : 2008년 12월 23일, 심사완료일 : 2009년 1월 16일)

A Study on Sliding Mode Control of EHA System for Robust Control

Yong-Ho Park* and Sung-Hwan Park†

Abstract : The response characteristics of EHA systems are sensitive to the temperature change of working fluid because the temperature of working fluid causes the variation of system parameters such as effective bulk modulus and viscous friction coefficient. In this paper, a precise position control of EHA system using the adaptive sliding mode control system is suggested. The adapted system parameters such as effective bulk modulus and viscous friction coefficient can be used for monitoring failures in the EHA system which has potential applications in the industrial fields. Not only the accuracy of adapted system parameters but also the improved performance and robustness in a given reference position of the cylinder are verified by computer simulation using AMESim software.

Key words : Electro hydrostatic actuator(전기유압 일체형 구동기), Effective bulk modulus (체적탄성계수), Kinematic viscosity(동마찰), Performance improvement(성능개선), Adaptive sliding mode control(적응 슬라이딩모드 제어), AMESim(아메심 상용 소프트웨어)

1. 서 론

최근에는 기존 유압기기의 단점인 기름의 누설, 복잡한 배관의 필요 및 유지보수 성능이 낮은 문제점들을 해결하고 제어밸브의 사용을 배제함으로써 에너지 효율을 크게 개선할 수 있는 전기 유압식 액츄에이터(Eletro Hydrostatic Actuator, 이하 EHA)를 산업용 액츄에이터로 적용하기 위한 연구개발이 활발하게 진행되고 있다. EHA는 전동모터, 유압 펌프 등의 기기를 실린더와 일체화 하는 것에 의하여 소형화를 실현하고 번거로운 유압배관 공사도 전혀 필요로 하지 않는다. 또한 EHA는 기존의 유압시스템에 비해 에너지 효율이 크게 개선된 고효율시스템이며, 누유가 적은 친환경적 특성도 가진다. EHA시스템은 주로 항공기에 적용되어 왔으나 최근에는 산업용 액츄에이터 용도로 개발이 활발히 진행되고 있다. 특히, 배관을 필요로 하지 않기 때문에 유지보수 및 장착이 매우 용

† 교신저자(부산대학교 기계공학부, E-mail:shpark01@pusan.ac.kr, Tel: 051)510-3053)
* 거제대학 조선기계과

이하여 일반 산업현장의 프레스, 사출성형기 등 제조기기 뿐 아니라 레져용 보트의 틸팅 액츄에이터 및 대형 선박의 조타장치까지 해양기기 분야 등의 일반산업 분야 전반에 응용이 가능하다.

그러나 EHA시스템은 전기모터의 속도제어 및 토크제어로 시스템에 필요한 유량 및 압력을 제어하며, 회전의 정·역방향 전환으로 실린더의 방향성을 제어함으로 서보밸브를 이용한 유압 시스템과 비교하면 상대적으로 응답성이 낮다. 또한 소량의 작동유를 이용할 수 있는 폐회로로 구성되어 있어 친환경적 측면에서는 매우 유리하지만 작동유의 온도상승으로 인하여 시스템의 제어특성이 변동하는 단점이 있다. 특히 산업현장에서의 반복적인 사용으로 인한 작동유의 온도상승은 작동유의 특성과 관련 된 시스템 파라미터의 변동을 수반하게 되어 응답성능과 성능의 재현성 및 시스템 고장에 큰 영향을 끼치게 된다. 따라서 온도변화에 의한 시스템 파라미터 변동이 존재하더라도 EHA의 응답성을 유지할 수 있는 알고리즘에 대한 연구가 필수적이다.

S. Habibi 등은 Inner/outer loop를 가지는 PID제어구조를 제안하여 전기모터의 회전방향 전환 시 발생하는 Dead-band를 효과적으로 보상하고자 하였다[1][2]. 그러나 전기모터의 PID 제어를 통해 실린더의 위치 제어를 수행하는 이 방법은 시스템의 불확실성에 강인하지 못한 단점이 있다. Y. Chinniah 등은 EHA시스템의 점성계수 및 체적탄성계수의 추정을 위해 칼만 필터를 도입하였다[3]. 칼만 필터를 적용하기 위해서는 불확실성의 크기에 대한 측정 정보가 필요하며, 칼만 필터의 알고리즘을 제어 알고리즘과는 별개로 구성해야 하므로 복잡한 구조를 가지는 단점이 있다.

본 연구는 유압펌프와 직결된 전기모터의 회전방향과 회전수를 제어하여, EHA시스템의 정밀한 위치제어를 실현하고 특히 체적탄성계수와 같은 시스템 파라미터의 변동에도 응답의 재현성을 확보하는 것을 목표로 한다. 따라서 작동유의 온도상승에 의하여 체적탄성계수가 변화하더라도 이에 능동적이고 강인하게 대처할 수 있는 적응-슬라이딩 모드 제어기 (ASMC)를 설계하였다. 또한, 설계된 적응-슬라이딩 모드 제어기의 성능평가를 수행하기 위해 유압 시스템의 해석에 널리 활용되고 있는 상용 소프트웨어인 AMESim을 이용하여 EHA 시스템을 모델링 하였으며, AMESim을 이용하여 모델링 한 EHA 시스템을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행함으로써 설계된 제어시스템의 성능을 평가하였다.

2. EHA 시스템의 수학적 모델링 및 시스템 파라미터 변동

2.1 EHA 시스템의 구성

Fig. 1에 나타낸 바와 같이, EHA는 유압시스템을 구성하는 기본적인 요소인 전기모터, 유압펌프, 유압 엑츄에이터 등을 일체화 함으로써 기존 유압시스템과 비교하여 매우 단순하며 컴팩트한 구조를 가진다. 액츄에이터인 유압 실린더의 작동 방향 및 속도, 위치 등의 제어는 펌프와 직결된 서보모터의 방향 및 속도제어를 통하여 실현된다.

2.2 EHA시스템의 수학적 모델링

유압펌프에 유·출입하는 유량 q_a와 q_b에 대한 수식은 유·출입 압력 p_a와 p_b 및 유압펌프의 배제용적 D_p와 각속도 ω_p에 대한 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$q_a = D_p\omega_p - C_l(p_a - p_b) - \frac{V_a}{\beta_e}\frac{dp_a}{dt} \quad (1)$$

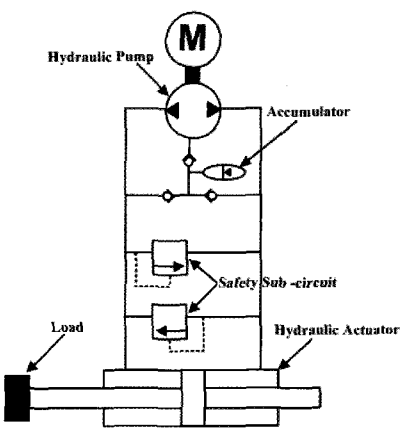


Fig. 1 Hydraulic circuit of EHA

$$q_b = D_p\omega_p - C_l(p_b - p_a) + \frac{V_b}{\beta_e}\frac{dp_b}{dt} \quad (2)$$

여기서 C_l는 펌프의 누설계수, β_e는 작동유의 체적탄성계수, V_a와 V_b는 각각 유·출입구의 파이프와 실린더 챔버의 체적을 나타낸다. 또한, 실린더에 유·출입하는 유량 q_1와 q_2에 대한 식은 유·출입 압력 p_1와 p_2와 피스톤 변위 x에 대한 관계식으로 다음과 같다.

$$q_1 = A\dot{x} + \frac{(V_0 + Ax)}{\beta_e}\frac{dp_1}{dt} + C_{ep}p_1 \quad (3)$$

$$q_2 = A\dot{x} - \frac{(V_0 - Ax)}{\beta_e}\frac{dp_2}{dt} - C_{ep}p_2 \quad (4)$$

여기서, V_0는 파이프와 실린더의 중립위치에서의 체적, A는 유압 실린더의 수압면적, 그리고 C_{ep}은 누설계수를 의미한다. 펌프 및 실린더, 파이프 연결은 파이프의 탄성을 무시하여 식(5)과 같이 압력강하 p_{pipe}로 모델링할 수 있다[1][2].

$$\triangle p_{\mathrm{pipe}} \approx 2 \times K_{\mathrm{pipe}} D_p \triangle\omega_p \quad (5)$$

여기서, K_{pipe}는 작동유의 압력강하와 관련된 파이프 계수이다.

한편, 펌프 포트 압력과 구동기 챔버 압력 사이의 관계식은 다음 식과 같다.

$$p_a = p_1 + p_{\mathrm{pipe}} \quad (6)$$

$$p_b = p_2 - p_{\mathrm{pipe}} \quad (7)$$

여기서, p_{pipe}는 파이프 라인에서의 압력 강하이다. 또한, $\frac{dp_{\mathrm{pipe}}}{dt}$가 $\frac{dp_1}{dt}$와 $\frac{dp_1}{dt}$에 비해 변화량이 적은 것으로 가정하면 다음 식 (8)과 식 (9)가 성립한다.

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{dp_1}{dt} \quad (8)$$

$$\frac{dp_b}{dt} = \frac{dp_2}{dt} \quad (9)$$

실린더의 좌·우 수압면적이 동일한 것으로 가정하면, 실린더 챔버의 압력은 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{dp_2}{dt} \quad (10)$$

(1) ~ (5)로부터 펌프 및 실린더 시스템의 모델 식은 다음과 같이 단순화된다.

$$D_p\omega_p = A\dot{x} + \frac{V_0}{\beta_e}\dot{p}_L + C_l p_L + 2C_l p_{\mathrm{pipe}} + \frac{C_{ep}}{2}p_L \quad (11)$$

여기서 $p_L = p_1 - p_2$를 의미한다. 또한 질량 부하에 대한 출력 동역학 식은 다음 식과 같다.

$$F = A\,p_L = M\ddot{x} + B\dot{x} \quad (12)$$

여기서 M은 부하의 질량이고, B는 실린더의 점성마찰계수이다. (11)과 (12)로부터 EHA 시스템에 대한 전달함수를 다음 식과 같이 유도할 수 있다.

$$\frac{X(s)}{\Omega_p(s)} \approx \frac{\frac{2D_p\beta_e A}{MV_0}}{s^3 + \left(\frac{B}{M} + \frac{C_T\beta_e}{V_0}\right)s^2 + \left(\frac{2\beta_e A^2}{MV_0} + \frac{C_T B\beta_e}{MV_0}\right)s} \quad (13)$$

여기서, $C_T = C_{ep}/2 + C_l$는 등가 누설계수이다.

2.2 EHA시스템의 파라미터 변동

일반적으로 EHA는 제한된 공간 내에서 액츄에이터와 유압 파워 유닛을 일체화 하고 경량화를 위해 쿨러 등의 부수적인 장비를 시스템에서 배제하였으며 소용량의 작동유를 사용하는 폐회로 시스템으로 구성되어 있다. 따라서 기존 유압 시스템에 비해 상대적으로 작동유 온도의 상승이 크다. 작동유의 온도가 상승하면 작동유의 체적이 증가하게 되며, EHA와 같이 폐회로로 구성된 유압시스템의 경우 내부압력의 상승 요인이 된다. 따라서 Fig.2에 나타낸 바와 같이, EHA에서 작동유의 온도가 증가하면 작동유의 체적탄성계수가 감소하지만 동시에 작동유의 체적도 증가하여[4] EHA 시스템 내의 압력이 상승하게 되므로 Fig.3에 나타낸 바와

같이 작동유의 체적탄성계수가 증가한다[5][6].

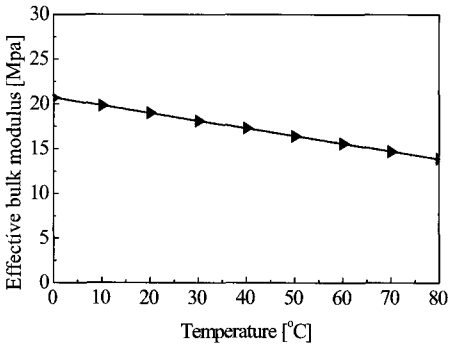


Fig. 2 Example of the relationship between temperature and effective bulk modulus[4]

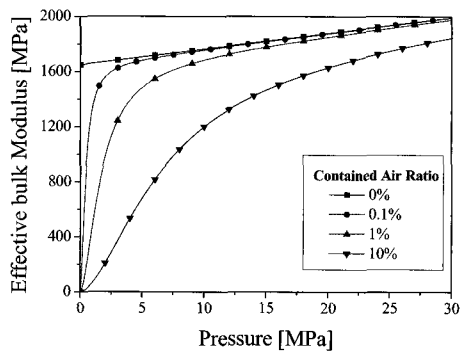


Fig. 3 Example of the relationship between pressure and effective bulk modulus [5][6]

Fig. 4에 나타낸 바와 같이, 작동유의 온도가 상승하면 작동유의 동점도는 감소하므로 EHA시스템의 파라미터인 액츄에이터의 점성계수가 변동하게 된다[7].

이상과 같이, 작동유의 온도상승은 EHA 시스템의 파라미터인 작동유의 체적탄성계수 및 액츄에이터의 점성계수의 변동을 초래하여 EHA의 제어성능에도 영향을 끼친다는 것을 알 수 있다.

3. 제어시스템 설계

본 논문에서는 EHA시스템의 향상된 응답특성을 실현하기 위해 적응-슬라이딩 모드 제어를 이용한 위치제어 시스템을 설계하였다. 제어 시스템 설계과정에서 체적탄성계수와 점성계수는 시스템의 변동 파라미터로 간주하였다. 변동 파라미터에 대한 갱신법칙을 리아푸노프 안정도 이론을 이용하여 유도하였으며 설계된 제어시스템의 성능을 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 평가하였다.

3.1 적응- 슬라이딩모드 제어기 설계

적응-슬라이딩 모드 제어시스템의 설계를 위한 슬라이딩 평면 s를 다음식과 같이 정의할 수 있다[8].

$$s=\ddot{e}+2\lambda\dot{e}+\lambda^2 e, \tag{14}$$

여기서, $e=x_d-x$는 위치추정 오차를 나타내며, λ는 설계 파라미터이다. 슬라이딩모드 제어기의 제어입력은 공칭항 U_{eq}와 강인항 U_r로 구성되어 있다. U_{eq}와 U_r을 도출하기 위해 (13)과 (14)를 조합하고, 액츄에이터의 가속도항의 측정값에 유입되는 잡음(noise)을 $\ddot{x}=\ddot{x}_m+\ddot{x}_n$과 같이 고려하여 같이 슬라이딩 평면의 미분식을 식 (15)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{s}=\frac{d^3x_d}{dt^3}-\frac{2D_p\beta_e A}{MV_0}u+\left(\frac{B}{M}+\frac{C_T\beta_e}{V_0}\right)(\ddot{x}_m+\ddot{x}_n) \tag{15}$$
$$+\beta_e\left(\frac{2A^2+C_TB}{MV_0}\right)\dot{x}+2\lambda\ddot{e}+\lambda^2\dot{e}$$

여기서, 첨자 m과 n은 각각 액츄에이터 가속도항의 공칭 및 잡음 항을 나타낸다.

U_{eq}를 유도하기 위해 (15)에서 가속도항의 잡음항 $\ddot{x}_n$과 관련된 불확실성의 크기를 무시하고 슬라이딩 평면 s가 정상상태($\dot{s}=0$)에 있는 것으로 가정한다. 이러한 가정 하에 (16)과 도달조건으로부터 다음 식과 같은 등가제어법칙을 유도할 수 있다.

$$u_{eq}=\frac{MV_0}{2D_p\beta_e A}\left\{\left(\frac{B}{M}+\frac{C_T\beta_e}{V_0}\right)(\ddot{x}_m)\right\} \tag{16}$$
$$+\frac{MV_0}{2D_p\beta_e A}\left\{\beta_e\left(\frac{2A^2+C_TB}{MV_0}\right)\dot{x}-(2\lambda\ddot{e}+\lambda^2\dot{e})\right\}$$

한편, 도달조건을 만족하고 제어입력의 채터링

문제를 보완할 수 있는 슬라이딩 평면의 미분치를 다음 식과 같이 선정할 수 있다 [9].

$$\dot{s} = -Ds - K\mathrm{sgn}(s) \tag{17}$$

여기서, D와 K는 양의 한정인 설계 파라미터이다.

슬라이딩 모드 제어기의 강인 제어항 U_r을 설계하기 위하여 강인 제어항의 설계 파라미터인 D와 K에 관해 다음 식(18)과 같이 가정할 수 있다.

$$D_0|s| + K_0 > \left|\left(\frac{B}{M} + \frac{C_T\beta_e}{V_0}\right)\ddot{x}_n\right| + \eta \tag{18}$$

여기서, $K_0 = \frac{2D_pA\hat{\beta}_e}{MV_0}K$, $D_0 = \frac{2D_pA\hat{\beta}_e}{MV_0}D$, η는 양의한정인 설계 파라미터이다. (18)의 가정 하에 강인 제어 항은 다음 식과 같이 선정된다.

$$U_r = Ds + K\mathrm{sgn}(s) \tag{19}$$

EHA 시스템의 체적탄성계수 β_e와 점성계수 B는 변동 파라미터로 시스템 불확실성으로 가정할 수 있다. 따라서 (16)의 등가 제어 항으로부터 불확실성 ψ를 다음식과 같이 정의할 수 있다.

$$\psi = \theta^T\phi \tag{20}$$

여기서, $\theta^T = \left[\left(\frac{B}{M} + \frac{C_T\beta_e}{V_0}\right)\left(\frac{2A^2 + C_TB}{MV_0}\right)\beta_e\right]$ 이고 $\phi = \begin{bmatrix}\ddot{x}\\ \dot{x}\end{bmatrix}$이다. 파라미터 벡터인 $\hat{\theta}$은 미지의 값을 가지는 것으로 간주되며, 갱신법칙에 의해 추정될 수 있다.

미지의 파라미터에 대한 갱신법칙을 설계하기 위한 Lyapunov 후보함수를 식 (21)과 같이 정의할 수 있다.

$$V = \frac{1}{2}s^2 + \frac{1}{2k}\tilde{\theta}^T\tilde{\theta} \tag{21}$$

여기서 $\tilde{\theta} = \theta - \hat{\theta}$ 이고 θ와 $\hat{\theta}$은 각각 실제 시스템 파라미터 벡터와 추정된 파라미터 벡터를 의미한다. 또한 k는 양의한정인 설계 파라미터이다. 슬라이딩 동역학을 포함하는 Lyapunov 함수의 미분으로부터 미지 파라미터에 대한 갱신법칙을 식 (22)와 같이 선정할 수 있다.

$$\dot{\hat{\theta}} = ks\phi \tag{22}$$

따라서, Lyapunov 함수의 미분은 식 (23)을 만족한다.

$$\dot{V} = -Ds^2 - Ks\mathrm{sgn}(s) \le 0 \tag{23}$$

(23)에 대하여 Lasalle의 비선형 이론을 적용하면, 설계된 EHA 적응-슬라이딩모드 제어 시스템이 안정도 조건을 만족함을 알 수 있다[9].

최종적으로, 적응-슬라이딩 모드 제어시스템의 제어입력은 식 (24)와 같이 선정된다.

$$\hat{u} = \frac{MV_0}{2D_p\hat{\beta}_e^tA}\left(\hat{\theta}^T\phi + 2\lambda\ddot{e} + \lambda^2\dot{e}\right) + K\mathrm{sgn}(s) + Ds \tag{24}$$

여기서 $\hat{\beta}_e^{t+T_s} = \frac{d\hat{\beta}_e^t}{dt}T_s + \hat{\beta}_e^t$ 이며, T_s는 샘플링 시간을 의미한다.

3.2 적응-슬라이딩모드 제어시스템의 성능 평가

3.2.1 AMESim을 이용한 EHA 시스템 모델링

AMESim 소프트웨어는 유압시스템의 설계 및 해석 전용 프로그램으로서, EHA 시스템을 구성하는 각 컴포넌트에 대한 구체적인 파라미터값을 입력함으로 실제 시스템 응답과 유사한 시뮬레이션 결과를 도출할 수 있는 장점이 있다 [10]. 따라서 본 연구에서는 설계된 제어시스템의 효용성을 검증하기 위해, EHA시스템을 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 AMESim을 이용하여 모델링 하였다.

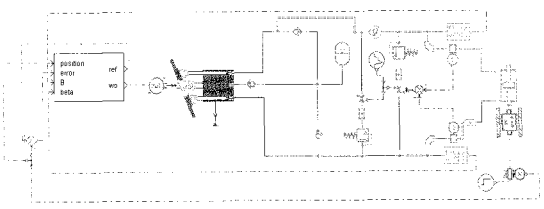


Fig. 4 Simulation diagram of an EHA system modeled by the AMESim

EHA시스템을 구성하고 있는 유압펌프, 어큐뮬레이터, 유압실린더에 대한 상세한 사양 및 AMESim을 이용한 모델링은 다음과 같다.

유압펌프 - 본 논문에서 고려한 EHA시스템은 양방향형 정용량형 사판식 액셜 피스톤 펌프를 사용한다. 유압펌프의 사양은 Table 1에 나타낸 바와 같다.

Fig.5은 Fig.4에 나타낸 AMESim을 이용하여 모델링한 유압펌프의 상세 프로그램 선도를 나타낸다.

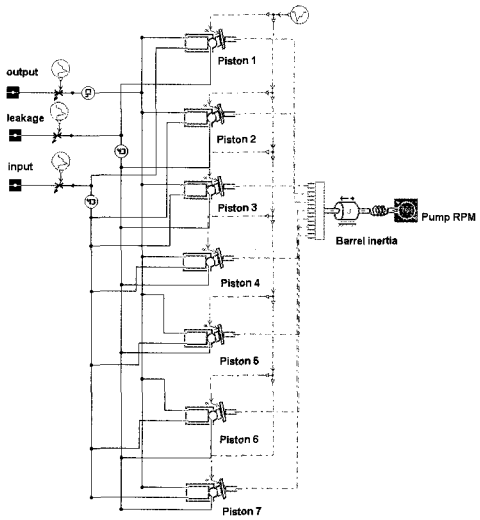


Fig. 5 Detailed schematic of hydraulic pump of EHA system

Table 1 Specification for pump of the EHA system

specification	value
pump type	fixed displacement axial piston pump (bidirectional)
number of piston	7
displacement	5×10^{-6} m^3
maximum pressure	20.6×10^{6} Pa

어큐뮬레이터 - EHA 시스템은 유압 실린더에서 배출되는 작동유가 유압펌프로 직접 회귀되는 폐회로 유압작동 시스템으로 구성되어 있다. 전기모터의 갑작스러운 고속 회전으로 인해 흡입 유량이 급속히 증가하는 경우, 유압 실린더의 배출 측으로부터 유압펌프로 배출되어 공급되는 유량만으로는 충분한 작동유의 흡입이 곤란한 경우가 발생할 수 있으며 유압펌프의 유입 측에서 캐비테이션이 발생하게 됨으로 시스템의 응답특성 및 소음특성에 나쁜 영향을 끼칠 수가 있다. 이러한 문제점을 방지하기 위해 EHA 시스템은 충분한 작동유 공급을 위한 저유기의 역할과 펌프 흡입구의 캐비테이션 방지를 위한 압축기의 역할을 동시에 수행할 수 있는 어큐뮬레이터를 사용해야 한다. 어큐뮬레이터에 대한 상세한 사양은 Table 2에 나타내었다.

액츄에이터 - EHA 시스템의 액츄에이터인 유압실린더는 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 AMESim library에서 제공하는 복동 양로드형 실린더 기본모델을 이용하여 모델링 하였다. 액츄에이터에 대한 상세한 사양은 Table 3에 나타내었다.

Table 2 Specification for accumulator of the EHA system

specification	value
acc. type	bladder
gas precharge pressure	0.49×10^{6} Pa
accumulator volume	0.7 L

Table 3 Specification for hydraulic actuator of the EHA system

specification	value
actuator type	double rod double acting
piston diameter	0.0108 m
diameter of rod	0.0044 m
length of stroke	0.0650 m
maximun pressure	20.6×10^{6} Pa

3.2.2 AMESim 모델을 이용한 제어 시스템의 성능 평가

AMESim을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션은 EHA 시스템의 액츄에이터에 열이 유입되는 현상을 직접적으로 프로그램 상에 입력할 수 있기 때문에 작동유 온도 상승에 따른 체적증가로 인한 압력상승, 체적탄성계수의 변동, 동점도 변동 등을 모두 모니터링 가능하다. 따라서 본 논문에서는 AMESim 소프트웨어를 이용하여 모델링 된 EHA 시스템을 이용하여 설계된 제어시스템의 효용성을 검증하였다.

Fig.6은 AMESim을 이용한 컴퓨터 시뮬레이

션에서 작동유의 온도 상승에 따른 체적탄성계수의 변동을 고려하고, PID제어기를 이용하여 위치제어를 수행한 결과이다. 또한, Fig. 7은 PID제어기에 의해 생성된 제어입력인 전기모터의 회전속도를 나타낸다. PID 제어 게인은 Table 4에 나타내었다. Fig.6에 나타낸 제어 결과로부터 작동유의 온도 상승에 의한 EHA 시스템의 파라미터인 작동유의 체적탄성계수 및 액츄에이터의 점성계수 값의 변화는, EHA 시스템의 고유 진동수를 변화시켜 EHA 시스템의 성능 및 안정성 문제를 야기할 수 있음을 확인할 수 있다.

Fig.8은 온도 변화에 따른 작동유의 체적탄성계수 및 점성계수 변화를 고려하여 본 연구에서 설계 된 적응-슬라이딩 모드 제어시스템을 적용한 경우에 대한 기준 위치추종 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 또한, Fig. 9는 적응-슬라이딩 모드 제어기에 의해 생성된 제어입력인 전기모터의 회전속도를 나타낸다.

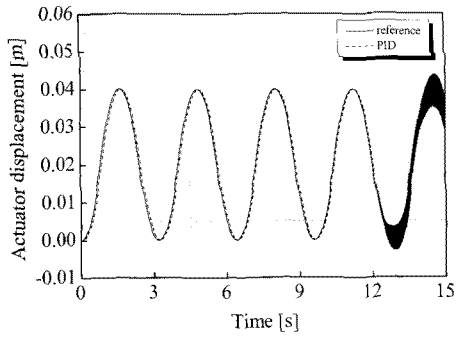


Fig. 6 Reference position tracking performance for EHA system using PID control scheme

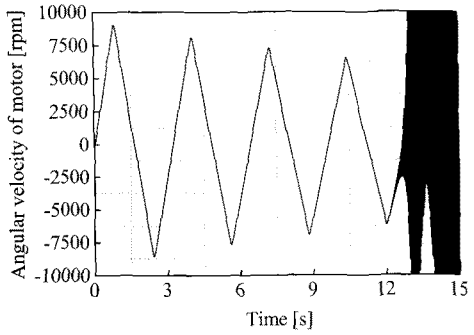


Fig. 7 Angular velocity for electric motor of EHA system using PID control scheme

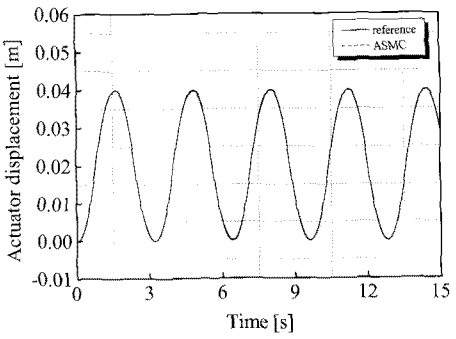


Fig. 8 Reference position tracking performance for EHA system using ASMC scheme

적응-슬라이딩 모드 제어기의 설계 파라미터는 try-and-error 방법에 의해 선정되었으며, Table 4에 나타내었다. Fig.8에 나타낸 바와 같이, 설계된 적응-슬라이딩 모드 제어기를 적용한 경우 온도 변화에 대한 작동유의 체적탄성계수와 점성계수의 변화가 존재하더라도 강인하고 만족할 만한 위치제어 성능을 나타냄을 확인할 수 있다.

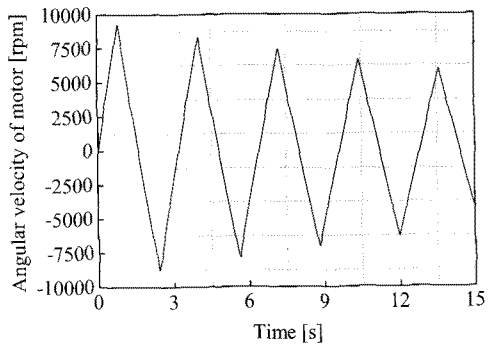


Fig. 9 Angular velocity for electric motor of EHA system using PID control scheme

Table 4 Control gains for PID and ASMC system

gains		value
PID	proportional	4.2×10^7
	integrated	500
	derivative	2000
ASMC	λ	550
	D	120
	K	300

Fig. 10은 PID 제어기와 적응-슬라이딩모드 제어기를 적용한 각각의 경우에 대한 기준위치 추종오차를 비교하여 나타낸 것이다.

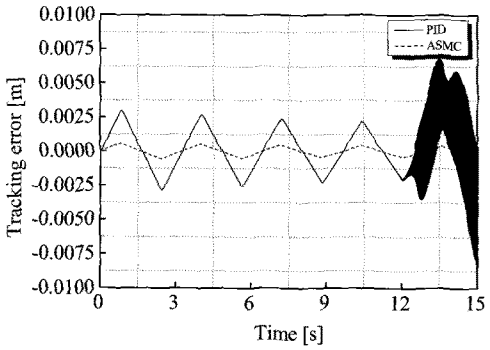


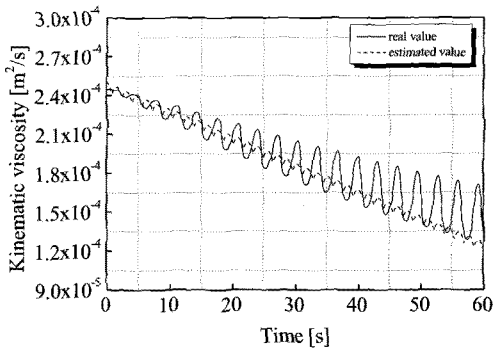
Fig. 10 Position errors of EHA control systems

기준위치 추종오차는 PID제어기를 사용하였을 때 오차가 발산하지 않는 약 12초까지의 데이터를 이용하여 RMS(Root Mean Square)값을 비교하였다. 비교결과 본 연구에서 제안한 적응-슬라이딩 모드 제어기를 적용한 경우 추종오차의 RMS값은 0.003 이고 PID제어기를 적용한 경우는 0.026 이므로 적응-슬라이딩 모드 제어기를 적용한 경우가 PID제어기를 적용한 경우보다 약 8.5배 정도 개선된 성능을 나타낸다.

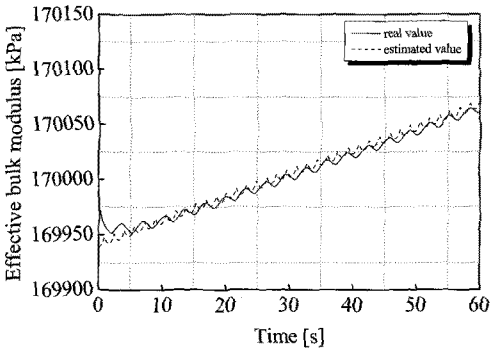
Fig.11의 (a)와 (b)는 각각 온도 변화에 따른 작동유의 체적탄성계수 및 점성계수 변화와 (21)에 나타낸 적응-슬라이딩 모드 제어기의 적응 항에 의해 추정된 체적탄성계수 및 점성계수의 추정값을 비교하여 나타내었다.

적응-슬라이딩 모드 제어기의 적응항을 이용하여 추정된 값은 AMESim을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션에서 모니터링 된 값의 평균치를 잘 추정하고 있음을 확인할 수 있다.

이상의 AMESim을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션 결과들로부터 EHA 시스템의 위치 제어에 적응-슬라이딩 모드 제어시스템을 적용한 경우, 강인성 및 만족할 만한 기준위치 추종성능을 확보할 수 있으며 (21)에 나타낸 적응 항을 이용하여 작동유의 체적탄성계수 및 점성계수의 변화를 성공적으로 추정하고 있음을 확인하였다.



(a) kinematic viscosity of working fluid



(b) Effective bulk modulus of working fluid

Fig. 11 Estimated parameters of ASMC systems

4. 결 론

본 논문에서 대상으로 하는 EHA는 유압 펌프와 직결된 전기모터의 회전수와 토크 및 회전방향을 제어하여 실린더를 제어하기 때문에 시스템이 필요로 하는 에너지만을 공급하여 효율이 매우 높다. 그러나 전기모터의 정역방향 제어로 인하여 제어밸브로 제어되는 일반적인 유압 시스템보다 응답성이 낮고 저용량의 작동유를 사용하는 폐회로로 구성되어 열의 발생으로 인한 작동유의 파라미터 변동에 의해 응답의 재현성 확보가 어렵다.

따라서 본 논문에서는 EHA시스템의 정밀한 위치제어 성능의 실현과 시스템 파라미터의 변동에도 응답의 재현성을 확보하는 것을 목표로 작동유의 온도상승에 의한 유효체적탄성계수 및 점성계수의 변화 등의 시스템 파라미터 변동에 능동적이고 강

인하게 대처할 수 있는 적응-슬라이딩 모드 제어기(ASMC)를 설계하였다.

AMESim을 이용하여 EHA 시스템을 모델링하고 AMESim을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 기준위치 추종오차에 대한 RMS(root mean square)값의 비교를 수행하였다. 위치 추종오차에 대한 RMS(root mean square)값은 PID제어기를 EHA시스템에 적용하였을 경우 오차가 발산하지 않는 약 12초까지의 데이터를 이용하여 비교하였다. EHA시스템에 ASMC제어를 적용하는 경우, PID제어기를 적용한 경우보다 약 8.5배 정도 개선된 기준위치 추종성능을 나타내는 것을 확인하였다. 따라서 적응-슬라이딩모드 제어기를 사용한 경우 PID제어기를 사용한 경우보다 더욱 정밀한 위치제어 성능 및 응답의 재현성을 확보할 수 있음을 확인하였다.

또한, 적응-슬라이딩 모드 제어기의 파라미터 추정 알고리즘을 이용하여 칼만 필터 등의 복잡하고 추가적인 추종 알고리즘의 적용 없이 작동유의 체적탄성계수 및 점성계수의 변화를 성공적으로 추정함으로써 강인하고 만족할만한 기준 위치 추종성능을 실현함을 확인하였다. 따라서 본 연구에서 제안한 적응-슬라이딩 모드 제어기가 만족할만한 파라미터 추정성능을 나타냄을 확인하였다.

참고문헌

[1] S. R. Habibi and A. Goldenberg, "A Mechatronics Approach for the Design of a New High Performance Electro Hydraulic Actuator", International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition Indianapolis, Indiana September 13-15, 1999.

[2] S.R. Habibi and A. Goldenberg, "Design and Analysis of a New Symmetrical Linear Actuator for Hydraulic and Pneumatic Systems", Transactions of the CSME. Vol. 23, No. 3, pp.377-396, 1999.

[3] Y. Chinnaiah, R. Borton, and S. Habibi, "Failure Monitoring in a High Performance Hydrostatic Actuation System using the Extended Kalman Filter", Mechatronics, Vol. 16, No. 10, pp. 643-653, 2006.

[4] N. D. Manring, Hydraulic Control Systems, Wiley & Sons, 2005.

[5] J. Yu, Z. Chen and Y. Lu "The Variation of Oil Effective Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic Systems", Journal of dynamic systems, measurement and control, Transactions of the ASME, Vol. 116, pp. 146~150, 1994.

[6] 이재천, 정용승, "압력변동에 따른 유압유의 유효체적탄성계수 측정에 대한 연구," 한국자동차공학회논문집, 제11권, 제1호, pp.179-183, 2003.

[7] B. J. Bohinsky and J. Seyed-Yagoobi "Induction Electro Hydrodynamic Pumping-Selecting an Optimum Working Fluid", Industry Applications Society Annual Meeting, Conference Record of the 1990 IEEE, pp.795-801, 1990.

[8] J. J. Slotine and W. Li, Applied Nonlinear Control, Prentice Hall, 1990.

[9] H. K. Khalil, Nonlinear Systems, Prentice Hall, 1996.

[10] Imagine, S. A., AMESim (Advanced Modeling Environment for Simulation of Engineering System) User Manual, 2005.

저 자 소 개

박용호(朴勇昊)

1959년 4월생, 1985년 경남대학교 기계공학과 졸업(학사), 1988년 부산대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 2004년 부산대학교 대학원 기계공학과(박사수료), 1979년-1992년 LG전자(주), 1998년-현재 거제대학 조선기계과

박성환(朴聖煥)

1967년 11월생, 1990년 부산대학교 정밀기계공학과 졸업(학사), 1992년 부산대학교 대학원 정밀기계공학과 졸업(석사), 1996년 부산대학교 대학원 정밀기계공학과 졸업(박사), 1998년-2000년 Tokyo Institute of Technology Post-Doc., 2001년-2002년 University of Bath Royal Society Post-Doc., 2002년-2005년 Tokyo Institute of Technology Researcher, 2005년Tokyo Institute of Technology 대학원 이공학연구과 기계제어시스템전공 (박사), 2005년-현재 부산대학교 기계공학부