

EGR 밸브 액추에이터 모델링

서은성¹, 신휘범[†]

Modeling of EGR Valve Actuator

Eun-Sung Seo¹ and Hwi-Beom Shin[†]

Abstract

In this paper, an exact mathematical model is derived for an exhaust gas recirculation (EGR) valve actuator driven by an H-bridge converter. Particularly, a spring torque model of the EGR valve is proposed. The spring torque model is proposed by converting spring force and Coulomb frictional force in linear motion into a rotational torque. Moreover, a mechanical end-stop model was proposed by the valve mechanism. The accuracy of the proposed model is verified by comparing the experimental results with the simulated results.

Key words: EGR valve actuator, Spring torque modeling, Mechanical end-stop model

1. 서 론

EGR (exhaust gas recirculation) 밸브 액추에이터는 디젤 및 가솔린 엔진에서 배기가스의 NO_x 배출을 줄이기 위한 효과적인 장치 중 하나이다. EGR 밸브는 자동차의 연비 향상 및 배기가스 배출량의 최적화를 위해 빠른 위치 응답 및 정확한 제어 추종이 요구된다^[1]. 또한 필드에서 발생할 수 있는 다양한 문제들을 미리 예측하고 대응하는 것이 중요하다. 이를 위해 개발단계에서 최악의 동작 환경을 반영한 EGR 밸브의 제어 특성 분석이 필요하다.

EGR 밸브 액추에이터의 동작 환경은 다변하며, 동적이다. 먼저, -40[°C]~150[°C]의 광범위한 온도 범위에서 동작한다. 특히 EGR 밸브의 장착 위치 특성상 고온의 배기가스 및 엔진룸과 접촉한다. 따라서 고온에서의 안정적인 동작이 요구된다^{[2],[3]}. 또한 자동차의 운행 특성상 출발/정지 및 가·감속이 빈번함에 따라 불규칙한 유량 및 유압 변동 등의 동적인 외란을 가진다. 이외에도 엔진 떨림 및 자동차 운행에서 비롯되는 진동에 따른 노이즈, 실린더 표면에 쌓이는 배기 찌꺼기 등의 환경 요소들이 있다^{[4],[5]}.

동작 환경에 따른 제어 특성 분석은 시제품을 이용한 실험과 시뮬레이션을 이용한 방법이 있을 수 있다. 전자는 동작 환경에 따른 밸브 제어 특성을 실험을 통해 직접적으로 확인할 수 있다. 그러나 동작 환경을 구현하는데 한계가 있고, 상당한 개발 시간 및 비용을 감수해야 한다. 후자는 최악의 동작 조건에서 밸브의 제어 성능을 시뮬레이션을 통해 검증할 수 있어 개발 비용 및 시간을 단축할 수 있다. 그러나 이 방법을 사용하기 위해서는 해당 시스템의 정확한 모델링이 전제되어야 한다. 그렇지 않을 경우 전혀 다른 분석 결과로 인해 잘못된 설계를 할 수 있다.

EGR 밸브 액추에이터를 대상으로 한 연구는 꾸준히 이루어지고 있다. 대부분의 연구는 EGR 밸브의 EGR 및 제어 성능을 개선하는데 목표를 두고 있다^{[6],[7]}. 불행하게도 EGR 밸브에 대한 모델링을 찾기 어렵다. [1]에서 EGR 밸브 액추에이터의 모델링 및 파라미터 식별을 다루고 있다. EGR 액추에이터의 시비율에 따른 밸브 위치 곡선을 통해 비선형 모델을 제시하였으며, Dahl 모델을 이용하여 스프링 마찰을 모델링하였다. EGR 밸브의 모델을 유도하는데 있어 기구 구조 및 물리적 개념을 수학적으로 도출하는 것이 아니라 실험 결과를 이용한 곡선적합(curve fitting)을 통해 수행하고 있다. 또한 파라미터 추정 과정이 명확하지 않아 제시한 방법을 이용하는 데 어려움이 있다. 그러므로 밸브의 기구적 구조가 다르다면 제시한 결과를 이용하기 어렵다.

따라서 본 논문에서는 H-bridge 컨버터로 구동되는 EGR 밸브 액추에이터를 대상으로 정확한 수학적 모델을 유도한다. 특히 탄성력과 마찰력으로 구성된 스프링

Paper number: TKPE-2017-22-5-3

Print ISSN: 1229-2214 Online ISSN: 2288-6281

[†] Corresponding author: hbshin@gnu.ac.kr

Dept. of Electrical Eng., Gyeongsang Nat'l Univ.

Tel: +82-55-772-1716 Fax: +82-55-772-1719

¹ Dept. of Electrical Eng., Gyeongsang Nat'l Univ.

Manuscript received July 12, 2017; revised Aug. 7, 2017;

accepted Aug. 14, 2017

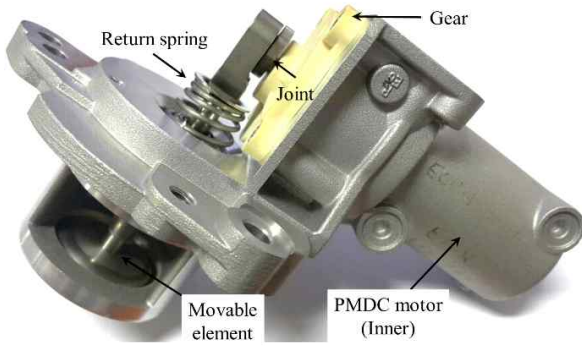


Fig. 1. EGR valve actuator studied.

토크 모델을 제안한다. 또한 밸브의 기구 구조에 의한 기계적 끝점 모델을 제시한다. 유도한 EGR 밸브 액추에이터 모델을 기반한 시뮬레이션을 수행하고, 실험 결과와 비교함으로써 모델의 정확성을 검증한다.

2. EGR 밸브 액추에이터 모델링

EGR 밸브 액추에이터는 그림 1과 같이 영구자석형 직류 전동기, 복원 스프링, 조인트, 가동자 및 유성 기어 등으로 구성된다. 또한 그림에서 보이지는 않으나 Hall 센서가 부착된다. 전동기의 회전 방향에 따라 가동자가 열림 및 닫힘 동작을 수행한다. 스프링은 열림 동작에서 수축하며, 닫힘 동작에서 이완한다. 전동기의 양방향 회전을 위해 H-bridge 컨버터가 사용된다. Hall 센서를 통해 전달 받은 밸브의 위치 정보를 이용하여 H-bridge 컨버터의 시비율을 제어하고, 가동자의 위치를 조절한다. EGR 밸브의 전동기는 회전운동을 하며, 스프링 및 가동자는 직선운동을 한다. 조인트는 회전운동을 직선운동으로 변환한다. EGR 밸브의 기구 구조에 의해 기계적 끝점이 존재한다.

EGR 밸브 액추에이터는 전동기를 제어하여 밸브의 위치를 조절하므로 모든 기계요소를 전동기 축으로 환산하여 모델링한다.

2.1 EGR 밸브 액추에이터의 평균 상태 방정식

그림 2는 H-bridge 컨버터로 구동되는 직류 전동기의 회로를 나타낸다. 전동기의 정회전 시 전동기 모드는 스위치 Q_F 를 항상 도통시키고, 스위치 Q_{FC} 를 ON/OFF 제어한다. 역회전 시 전동기 모드는 스위치 Q_B 를 항상 도통시키고, 스위치 Q_{BC} 를 ON/OFF 제어한다. 환류 모드는 스위치 Q_F 및 Q_B 를 통해 동작한다. H-bridge 컨버터로 구동되는 전동기의 평균 상태 방정식은 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$L_a \frac{di_a}{dt} = -R_{eq}i_a - K_e\omega_r + V_g d \quad (1)$$

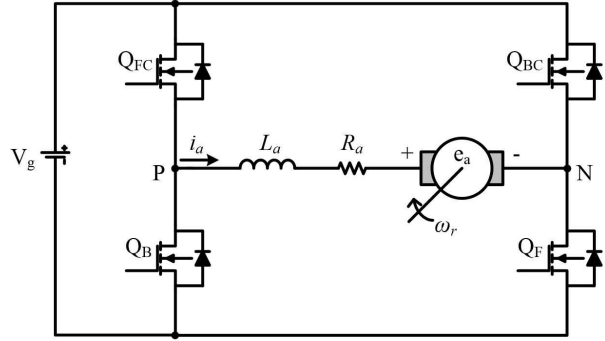


Fig. 2. DC motor driven by H-bridge converter.

여기서

i_a : 전동기 전류, L_a : 전동기 인덕턴스, V_g : 배터리 전압, K_e : 역기전력 상수, ω_r : 전동기 회전 속도

R_{eq} : 전기자 저항과 2개의 MOSFET 도통 저항의 합이다. 제어 입력 d 는 H-bridge 컨버터의 시비율로 $-1 \leq d \leq 1$ 의 범위를 가진다. 양의 시비율은 정방향 회전을 의미하며, 음의 시비율은 역방향 회전을 의미한다. 전동기가 발생하는 토크는 다음과 같다.

$$T_e = K_t i_a \quad (2)$$

여기서 K_t 는 토크 상수를 나타낸다.

EGR 밸브 액추에이터의 기계 방정식은 일반적으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$J \frac{d\omega_r}{dt} = T_e - B\omega_r - T_{spring} - T_L \quad (3)$$

$$\frac{d\theta_r}{dt} = \omega_r \quad (4)$$

여기서 J , B 및 θ_r 은 각각 EGR 밸브 액추에이터의 관성 모멘트, 점성 마찰 계수 및 전동기 회전각을 나타낸다. T_{spring} 및 T_L 은 각각 스프링 토크 및 유량에 의한 외부 토크를 나타낸다.

EGR 밸브가 정상상태에 도달한 경우 식 (1), (3) 및 (4)의 미분항은 0이 된다. 따라서 EGR 밸브의 정상상태 시비율 D 및 토크 T_e 는 각각 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$D = \frac{1}{V_g} \frac{R_{eq}}{K_t} T_e \quad (5)$$

$$T_e = T_{spring} + T_L \quad (6)$$

위 식은 무부하에서 EGR 밸브 액추에이터의 밸브 위치에 따른 정상상태 스프링 토크를 구하는데 사용된다.



Fig. 3. Joint and movable element connection.

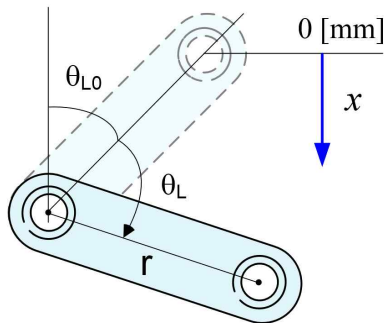


Fig. 4. Relation of rotational motion and linear motion by a joint.

2.2 회전운동과 직선운동의 관계

가동자의 직선운동을 전동기 축의 회전운동으로 환산하기 위해 직선운동과 회전운동의 관계를 유도한다. 그림 3은 EGR 밸브의 조인트 및 가동자의 연결 구조를 나타낸다. 그림 4는 그림 3을 토대로 조인트에 의한 회전운동과 가동자의 직선운동을 나타낸다. 그림으로 부터 밸브 위치 x 와 조인트의 회전각 θ_L 의 관계를 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$x = r\{\cos(\theta_{L0}) - \cos(\theta_L + \theta_{L0})\} \quad (7)$$

여기서 r 과 θ_{L0} 는 각각 조인트의 축간 거리 및 초기 회전각을 나타낸다. $r=4.3[\text{mm}]$ 이며, $\theta_{L0}=45[^\circ]$ 이다. 밸브 위치 x 는 기계적 끝점에 의해 $0 \leq x \leq 6[\text{mm}]$ 의 범위로 제한된다. $0[\text{mm}]$ 는 조인트의 초기 회전각 θ_{L0} 에서 밸브 위치로 완전 닫힘 상태가 되며, $6[\text{mm}]$ 에서 완전 열림 상태가 된다.

조인트 회전각은 전동기 회전각과 다음의 관계를 가진다.

$$\theta_L = \frac{\theta_r}{n} \quad (8)$$

여기서 n 은 전동기 축과 부하 축의 기어비를 나타내며, $n=18$ 이다.

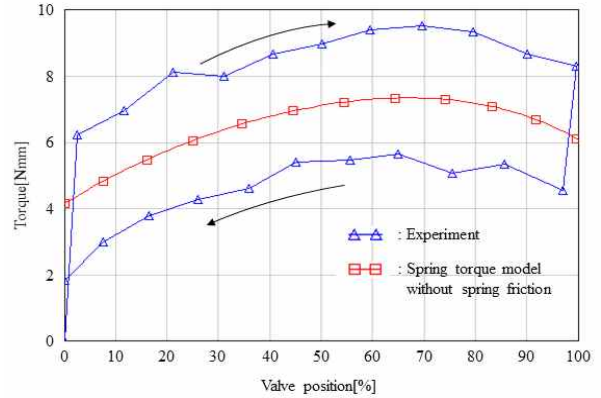


Fig. 5. Spring torque without spring friction according to the valve position.

2.3 제안한 스프링 토크 모델

직선운동하는 스프링 힘 f_{spring} 은 다음과 같다.

$$f_{spring} = K_{spr}(x + x_0) \quad (9)$$

여기서 K_{spr} 및 x_0 는 각각 직선운동에서 스프링 계수 및 스프링의 초기 위치를 나타낸다. $K_{spr}=1.75[\text{N/mm}]$ 이며, $x_0=14[\text{mm}]$ 이다. 식 (9) 및 토크와 힘의 관계를 이용하여 부하 축에서 스프링 토크 $T_{springL}$ 은 다음과 같다.

$$T_{springL} = rK_{spr}(x + x_0)\sin(\theta_L + \theta_{L0}) \quad (10)$$

Hall 센서는 조인트 회전각 θ_L 을 측정하므로 밸브 위치 x 대신 식 (7)을 대체하여 전동기 축으로 환산한 스프링 토크는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$T_{spring} = \frac{rK_{spr}}{n} \sin(\theta_L + \theta_{L0}) [r\{\cos(\theta_{L0}) - \cos(\theta_L + \theta_{L0})\} + x_0] \quad (11)$$

식 (9) 및 (10)을 통해 알 수 있듯이 직선운동하는 스프링 힘은 밸브 위치에 따른 선형 함수이지만, 전동기 축으로 환산한 스프링 토크는 조인트 회전각의 비선형 함수임을 알 수 있다.

그림 5는 식 (11)을 이용한 시뮬레이션 및 실험을 통한 밸브의 위치에 따른 정상상태 스프링 토크를 나타낸다. 가로 축은 밸브 위치를 백분율로 나타낸 것으로 0[%]에서 0[mm], 100[%]에서 6[mm]를 나타낸다. 보이는 바와 같이 시뮬레이션과 실험결과가 서로 상이하다. 실험결과는 밸브의 열림 및 닫힘 방향에 따라 서로 다른 토크 곡선을 가지는 반면, 토크 모델은 하나의 토크 곡선을 가진다. 또한 유도한 스프링 토크 모델을 중간 값으로 히스테리시스 곡선이 형성된다. 따라서 EGR 밸

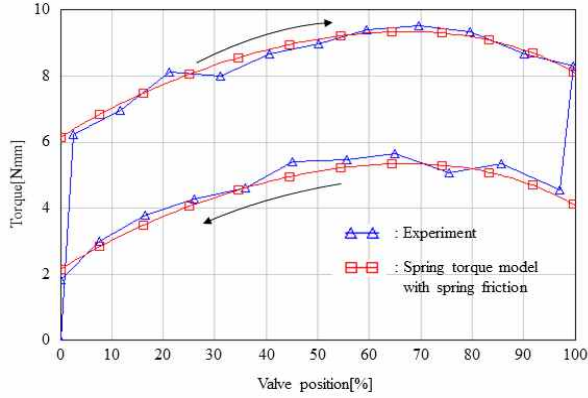


Fig. 6. Spring torque with spring friction according to the valve position.

브의 스프링 토크를 정확하게 모델링하기 위해 앞서 유도한 스프링 토크 모델을 보완할 필요가 있다. 이를 위해 스프링의 마찰 토크를 추가적으로 모델링한다. 스프링 마찰 토크는 스프링의 Coulomb 마찰력을 이용하여 모델링한다. 직선운동에서 스프링의 Coulomb 마찰력 f_{col} 은 다음과 같다^[8].

$$f_{col} = F_{col}sgn\left(\frac{dx}{dt}\right) \quad (12)$$

여기서 F_{col} 은 Coulomb 마찰력의 크기를 나타낸다. 토크와 힘의 관계를 이용하면 스프링 마찰 토크 $T_{frictionL}$ 은 다음과 같이 모델링할 수 있다.

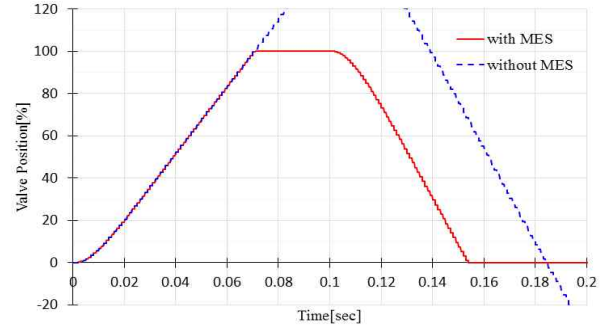
$$T_{frictionL} = rF_{col}\sin(\theta_L + \theta_{L0})sgn(\omega_r) \quad (13)$$

따라서 식 (11) 및 (13)을 이용하여 전동기 측으로 환산한 EGR 밸브 액추에이터의 스프링 토크 T_{spring} 을 다음과 같이 제안한다.

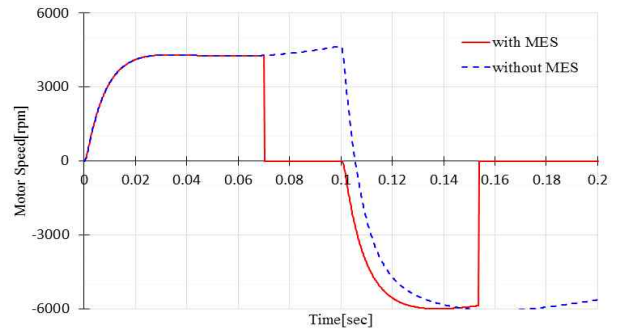
$$T_{spring} = \frac{rK_{spr}}{n} \sin(\theta_L + \theta_{L0}) [r\{\cos(\theta_{L0}) - \cos(\theta_L + \theta_{L0})\} + x_0] + T_{col}\sin(\theta_L + \theta_{L0})sgn(\omega_r) \quad (14)$$

여기서 T_{col} 은 스프링 마찰 토크의 크기를 나타내며, $T_{col} = rF_{col}/n$ 이다. 위 식에서 우측 항은 각각 직선운동에서 스프링의 탄성력 및 마찰력에 대응한다. 스프링 마찰 토크 T_{col} 은 그림 5의 실험결과와 식 (14)를 이용한 곡선접합을 통해 추정한다. 추정한 스프링 마찰 토크 T_{col} 는 2.2[Nmm]이다.

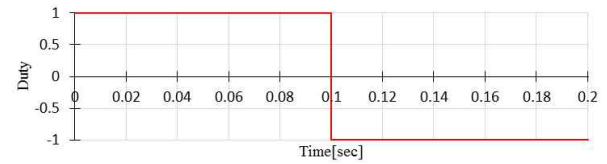
그림 6은 추정한 스프링 마찰 토크 T_{col} 을 적용한 스프링 토크 곡선을 나타낸다. 보이는 바와 같이 밸브의



(a)



(b)



(c)

Fig. 7. Simulation results of EGR valve models with and without MES.

열림 및 닫힘 방향에서 밸브 위치에 따른 정상상태 토크가 유사한 값을 가진다.

2.4 제안한 기계적 끝점 모델

EGR 밸브 액추에이터는 기구 구조에 의해 직선운동하는 가동자가 움직일 수 있는 거리가 제한된다. 이를 기계적 끝점(MES: mechanical end-stop)이라 한다. 기계적 끝점 모델은 다음과 같이 제안한다.

가동자가 끝점에 도달하고 끝점을 벗어나는 방향으로 토크가 인가될 경우 전동기의 회전 속도를 0으로 초기화해야 한다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\omega_r = 0 \text{ if } \begin{cases} x = 0[\text{mm}] \text{ and } T_\omega < 0 \\ \text{or} \\ x = 6[\text{mm}] \text{ and } T_\omega > 0 \end{cases} \quad (15)$$

여기서 T_ω 는 가속 토크를 나타낸다.

그림 7은 기계적 끝점 모델의 유무에 따른 EGR 밸브 액추에이터의 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 끝점 도달

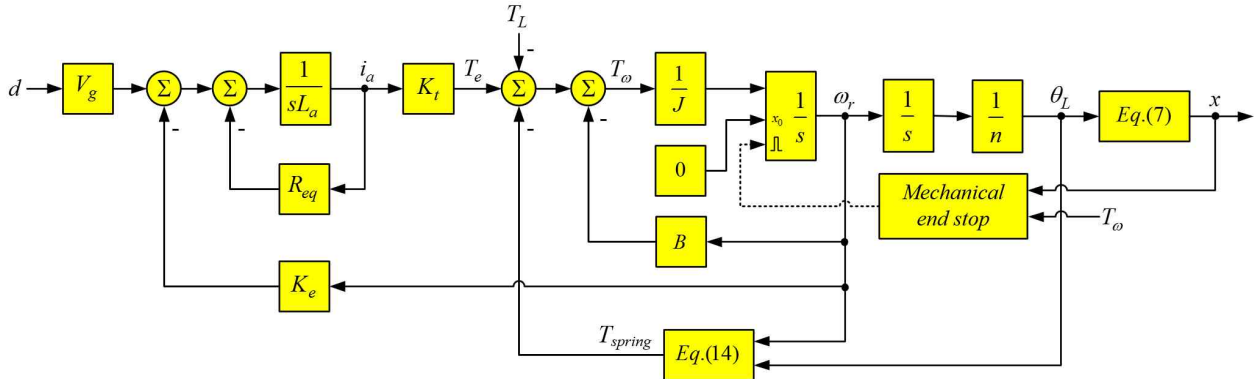


Fig. 8. Proposed block diagram of EGR valve actuator.

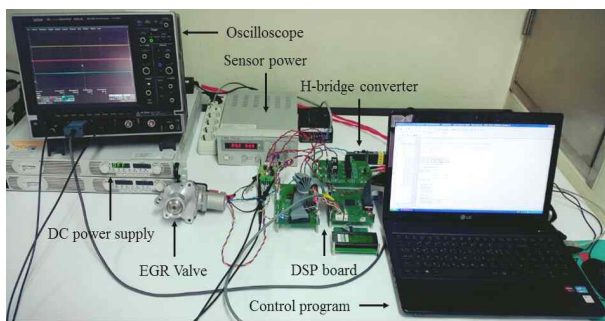


Fig. 9. Experimental equipment configuration.

후 응답을 확인하기 위해 그림 7(c)와 같이 양의 시비율 1을 인가하고, 이후 음의 시비율 -1을 인가하였다. 그림 7(a) 및 (b)에서 보이는 바와 같이 기계적 끝점 모델이 있는 경우 밸브가 기계적 끝점 100[%]와 0[%]의 위치에 도달하게 되면 지속적인 힘이 가해져도 밸브 위치는 더 이상 증가 또는 감소하지 않으며, 전동기 회전 속도는 0이 된다. 반면, 기계적 끝점 모델이 없는 경우 지속적인 힘에 대응하여 밸브 위치도 지속적으로 증가 또는 감소한다.

EGR 밸브 액추에이터의 평균 상태 방정식 식 (1)~(4), 스프링 토크 모델 식 (14) 및 기계적 끝점 모델 식 (15)를 이용하여 제안한 최종 EGR 밸브 액추에이터 모델은 그림 8과 같다.

3. EGR 밸브 액추에이터 모델 검증

유도한 EGR 밸브 액추에이터 모델의 정확성을 검증하기 위해 시뮬레이션 및 실험의 입출력을 비교한다.

EGR 밸브 액추에이터는 비선형으로 밸브 위치에 따른 응답 특성을 확인해야 한다. 이를 위해 open loop 상태에서 실험할 경우 문제가 발생하였다. 밸브 열림 방향에서 밸브 위치에 따른 시비율을 측정하기 위해 시비율을 조금씩 증가시키다 보면 일정 시비율 이상에서 밸브가 완전 열림 지점으로 이동한다. 이 문제는 그림 5의 실험결과를 통해 유추할 수 있다. 최대 토크를 갖는 밸브

위치인 약 70[%]지점을 기준으로 좌측은 시스템이 안정한 상태이지만, 우측은 불안정한 상태이기 때문이다. 따라서 밸브의 전체 동작 범위에 대한 입출력 정보를 얻기 어렵다. 그러므로 불안정한 구간의 동작 특성을 측정하기 위해 비례 제어를 적용한다.

그림 9는 EGR 밸브 액추에이터의 구동을 위한 실험 구성을 보여준다. MCU (micro controller unit)는 TI사의 TMS302F28335를 사용하였다. H-bridge 컨버터의 입력 전압 및 PWM 스위칭 주파수는 각각 12[V] 및 10[kHz]이며, 무부하 조건이다. 비례 이득은 제어기 출력이 포화되지 않도록 2로 선택하였다. EGR 밸브 액추에이터의 각 동작점에서 특성을 비교하기 위해 밸브의 열림 및 닫힘 방향에서 밸브 구간을 세분화한다. 크기가 작은 계단 형태의 동작을 확인하고, 밸브의 큰 동작 및 작은 동작을 확인한다.

그림 10은 스프링 마찰 토크 모델 유무에 따른 시뮬레이션과 실험결과를 나타낸다. 그림 10(a)는 스프링 마찰 토크를 포함하지 않은 EGR 밸브 모델과 실험결과를 비교한 것이다. 보이는 바와 같이 밸브의 입출력에 해당하는 시비율 및 위치 응답에 대한 시뮬레이션과 실험결과가 상이하다. 실험결과는 밸브가 일정 위치를 유지하는데 필요한 힘이 밸브의 동작 방향에 따라 다르다. 즉 다시 말해, 열림 방향에서 요구되는 힘이 닫힘 방향에서 요구되는 힘보다 크다. 반면, 모델의 경우 밸브의 동작 방향에 관계없이 동일한 힘이 요구된다. 그림 10(b)는 스프링 마찰 토크를 포함한 EGR 밸브 모델과 실험결과를 비교한 것이다. 보이는 바와 같이 밸브의 시비율 및 위치 응답에 대한 시뮬레이션과 실험결과가 모든 동작 구간에서 유사하게 나타남을 볼 수 있다. 따라서 정확한 EGR 밸브 액추에이터의 모델링을 위해서 스프링의 마찰력을 고려하는 것이 바람직하다.

그림 11은 밸브의 큰 동작 및 작은 동작에 따른 시뮬레이션과 실험결과를 나타낸다. 그림을 통해 알 수 있듯이 제안한 모델을 이용한 시뮬레이션과 실험이 유사한 동작 특성을 보인다. 또한 밸브 위치를 유지하는데 필요한 시비율도 유사하게 나타낸다.

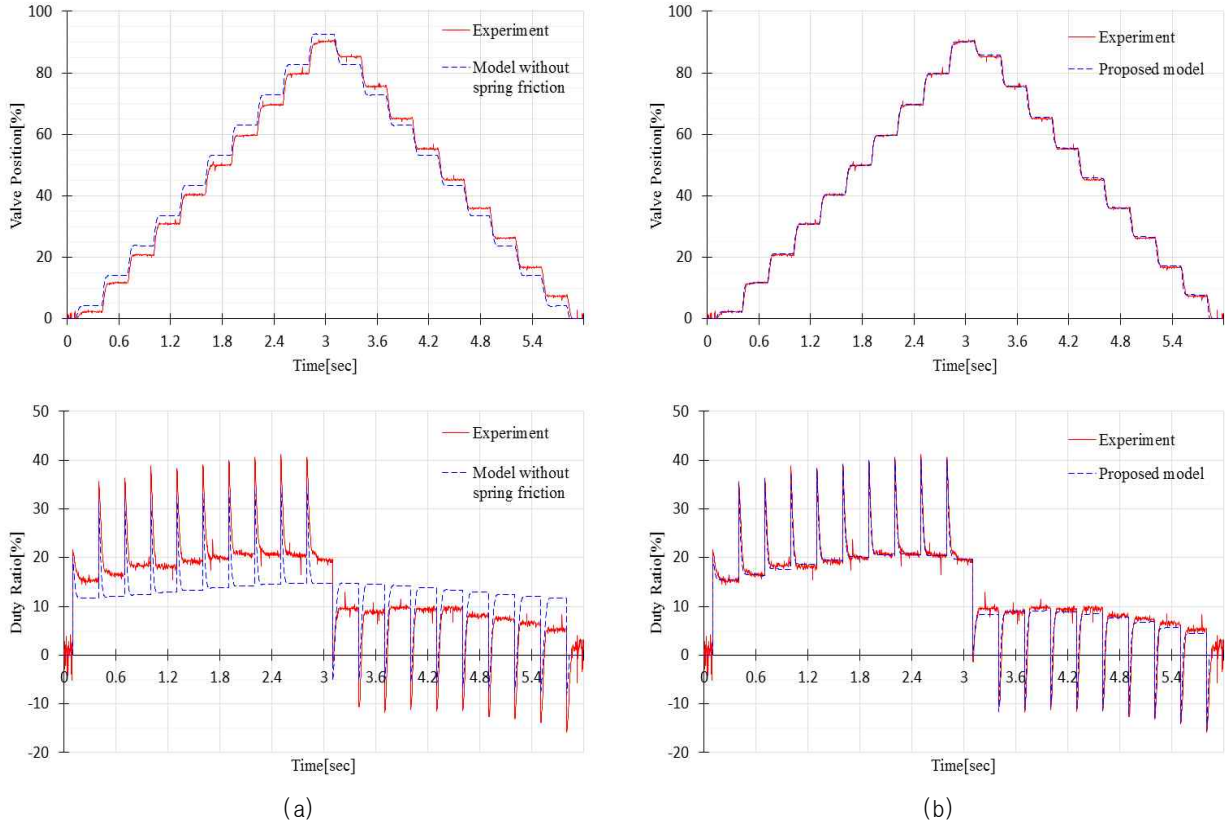


Fig. 10. Valve position and duty ratio responses of EGR valve model, (a) without spring friction, (b) with spring friction.

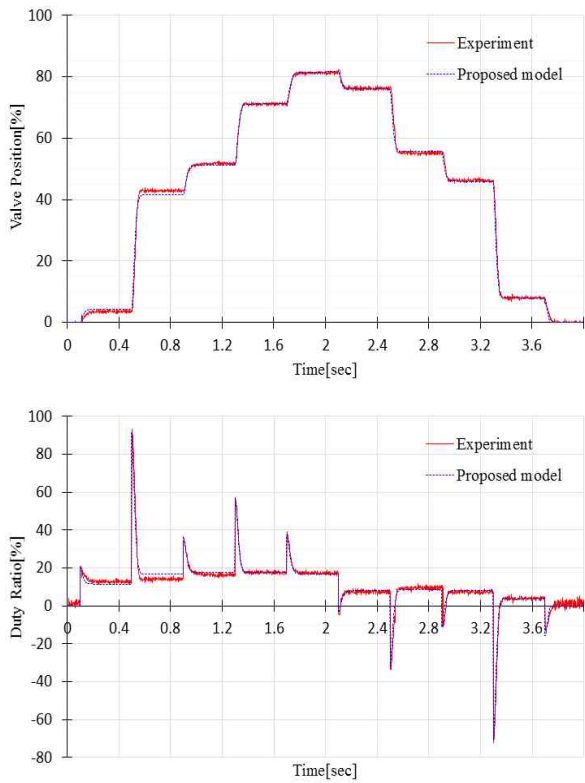


Fig. 11. Valve position and duty ratio responses of proposed model for small motion and large motion.

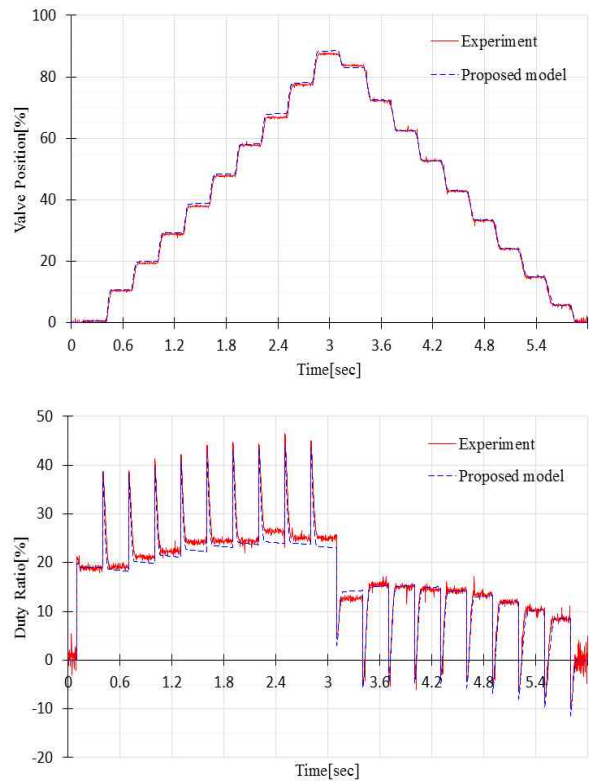


Fig. 12. Valve position and duty ratio responses of proposed model at 150[°C].

그림 12는 동작 온도 150[°C]에서 밸브 위치에 따른 시뮬레이션 및 실험결과를 나타낸다. 보이는 바와 같이 모든 동작 구간에서 제안한 모델을 이용한 시뮬레이션과 실험이 유사한 결과가 나타난다.

위의 비교 결과는 제안한 EGR 밸브 액추에이터 모델의 정확성을 입증할 수 있을 것으로 사료된다.

4. 결 론

H-bridge 컨버터로 구동되는 EGR 밸브 액추에이터를 대상으로 정확한 수학적 모델을 유도하였다. 특히 EGR 밸브의 스프링 토크 모델을 제안하였다. 제안한 스프링 토크 모델은 직선운동에서 스프링의 탄성력 및 스프링 Coulomb 마찰력을 회전운동의 토크로 변환하여 모델링하였다. 스프링 마찰 토크 파라미터는 EGR 밸브의 정상 상태 토크를 이용하여 추정하였다. 또한 밸브의 기구 구조에 의한 기계적 끝점 모델을 제시하였다. 제안한 EGR 밸브 액추에이터 모델을 기반한 시뮬레이션을 수행하고, 실험결과와 비교함으로써 모델의 정확성을 검증하였다. 제안한 EGR 밸브 액추에이터 모델은 다변하는 동작 환경에 대한 밸브 제어 특성을 미리 예측하고 대처할 수 있는 충분한 도구가 될 수 있으며, 나아가 제어기 설계에 적용 가능할 것으로 사료된다.

본 연구는 2016년도 현대 NGV(주)의 연구비 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

References

- [1] S. Laghrouche, F. S. Ahmed, M. E. Bagdouri, M. Wack, J. Gaber, and M. Becherif, "Modeling and identification of a mechatronic exhaust gas recirculation actuator of an internal combustion engine," *American Control Conference (ACC)*, pp. 2242-2247, July 2010.
- [2] K. J. Yang, C. H. Lee, H. W. Lee, J. W. Lee, and Y. I. Jung, "Electric EGR valve's development and application study in a small diesel engine," *Fall Conference Proceedings, KSAE*, pp. 290-295, 2000.
- [3] J. E. Chung, Y. W. Jin, W. Kang, J. W. Chung, and J. H. Kang, "A study on the characteristics of the electric EGR valve for small diesel engine," *Fall Conference Proceedings, KSAE*, pp. 510-515, 2005.
- [4] C. W. Park and C. G. Kim, "A study on the characteristics of the electronic EGR valve for gasoline engine," *Trans. on KSAE*, Vol. 16, No. 1, pp. 127-133, 2008.
- [5] D. H. Na, C. S. Ko, H. J. Seo, and C. E. Lee, "A study on exhaust gas characteristics and engine performance of EGR valve installed engine for development of EGR valve test system," *J. Korean Soc. Fluid Power Constr. Equip.*, Vol. 9, No. 4, pp. 52-57, Dec. 2012.
- [6] F. S. Panni, H. Waschl, D. Alberer, and L. Zaccarian, "Position regulation of an EGR valve using reset control with adaptive feedforward," *IEEE Trans. on Cont. Syst. Tech.*, Vol. 22, No. 6, pp. 2424-2431, Nov. 2014.
- [7] A. Amstutz and L. R. Del Re, "EGO sensor based robust output control of EGR in diesel engines," *IEEE Trans. on Cont. Syst. Tech.*, Vol. 3, No. 1, pp. 39-48, Mar. 1995.
- [8] H. Olsson, K. J. Åström, C. Canudas de Wit, M. Gäfvert, and P. Lischinsky, "Friction models and friction compensation," *European Journal of Control*, Vol. 4, No. 3, pp. 176-195, 1998.



서은성(徐垠星)

1985년 10월 8일생. 2011년 경상대 전기공학과 졸업. 2011년~현재 경상대 대학원 전기공학과 석·박사통합과정.



신휘범(慎輝範)

1958년 10월 30일생. 1982년 서울대 전기공학과 졸업. 1985년 한국과학기술원 전기 및 전자공학과 졸업(석사). 1992년 동 대학원 전기 및 전자공학과 졸업(공학박). 1990년~1993년 현대전자(주) 선임연구원. 2000년~2002년 University of Wisconsin-Madison 방문교수. 1993년~현재 경상대 전기공학과 교수.