

# 전동식 브레이크 시스템의 클램핑력 센서 교정 및 클램핑력 추정 알고리즘 개발

박기서<sup>1)</sup> · 최세범<sup>\*1)</sup> · 현동윤<sup>2)</sup>

한국과학기술원 기계공학과<sup>1)</sup> · 현대자동차 사시제어개발팀<sup>2)</sup>

## Development of Clamping Force Estimation Algorithm and Clamp-force Sensor Calibration on Electromechanical Brake Systems

Giseo Park<sup>1)</sup> · Seibum Choi<sup>\*1)</sup> · Dongyoon Hyun<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon 34141, Korea

<sup>2)</sup>Chassis System Control Development Team, Hyundai Motor Company, 150 Hyundaiyeonguso-ro, Namyang-eup, Hwaseong-si, Gyeonggi 18280, Korea

(Received 1 December 2015 / Revised 4 March 2016 / Accepted 7 March 2016)

**Abstract** : The electromechanical brake (EMB) is one of future brake systems due to its many advantages. For implementation of the EMB, the correct feed back about clamping force is necessary. Keeping commercialization of the EMB in mind, it is strongly demanded that an expensive load cell measuring the clamping force is replaced with an estimation algorithm. In addition, an estimation of the kissing point where the brake pads start to come into contact with a disk wheel is proposed in this paper. With these estimation algorithms, the clamping force can be expressed as a polynomial characteristic curve versus the motor angle. Also, a method for calibration of measured values by the load cell is proposed and used for an actual characteristic curve. Lastly, the performance of the proposed algorithms is evaluated in comparison with the actual curve on a developed EMB test bench.

**Key words** : EMB(전동식 브레이크), Clamping force(클램핑력), Kissing point(접촉 지점), Estimation(추정), Calibration(교정)

### Nomenclature

$i$ : motor current, A	$T_f$ : friction torque, Nm
$R$ : stator resistance, $\Omega$	$K_m$ : motor torque constant, Nm/A
$L$ : self inductance, H	$F_{cl}$ : clamping force, N
$n_p$ : number of pole pairs	$k_{cl}$ : gearing gain, m
$\psi_{af}$ : flux linkage	$J_{tot}$ : total inertia moment of EMB, $kg\ m^2$
$\theta_m$ : motor angle, rad	$p$ : pitch of ball screw, m
$w_s, w_m$ : synchronous/motor angular velocity, rad/s	$GR$ : total gear ratio
$T_m$ : motor torque, Nm	$x_{screw}$ : displacement of ball screw, m
$T_L$ : load torque, Nm	$m_{piston}$ : mass of piston, kg
	$\eta$ : efficiency of ball screw
	$f_k$ : kinetic friction force of piston, N

\*Corresponding author, E-mail: sbchoi@kaist.ac.kr

## Subscripts

d, q : d axis, q axis  
 cl, rl : clamping, releasing

## 1. 서론

Brake-By-Wire(BBW) 시스템은 기계적 연결 혹은 유압 연결 라인을 제거하고, 전기 신호로 차량의 제동력을 제어하는 기술이다.<sup>4)</sup> 이는 미래 자동차의 향상된 제동 시스템으로서, 자동차 관련 산업 내에서 많은 주목을 받고 있다. BBW 관련 기술의 상용화가 이루어진다면, 복잡한 유압라인 및 기계 링크를 제거한 공간 활용성, 차량 경량화라는 이점을 가질 수 있다. 이 외에도 빠른 응답성으로 인해 제동 거리가 감소되며, 유압장치용 오일의 미사용으로 인한 친환경적 시스템으로도 각광받고 있다.<sup>7)</sup> 또한 차량 사시 제어 시스템과의 연계성 역시 기존의 유압식 브레이크에 비해 훨씬 유리하다.

이와 같은 BBW 상용화의 실현을 위해서는 우선적으로 차량의 제동력이 정확하게 피드백되어야 한다.<sup>3)</sup> Electromechanical Brake(EMB)는 BBW의 한 종류로서, 마찰 패드와 디스크 간의 수직항력, 즉 클램핑력으로 휠을 제동시킨다. 이 클램핑력을 측정하는 센서, 즉 로드 셀이 존재는 하나 추가 비용이 상당하게 들기 때문에 가격 경쟁력이 기존 유압식 브레이크 시스템보다 현저하게 떨어진다.<sup>1,5)</sup>

따라서 본 연구에서는 로드 셀 없이 간접적으로 클램핑력에 대한 정보를 취하여 EMB의 가격 경쟁력 문제를 극복하고자 한다. 클램핑력은 모터 회전각에 대한 다항함수 형태로 표현이 가능하며, 클램핑력 곡선을 추정하기 위하여 우선적으로 패드와 디스크 접촉 지점, 즉 kissing point의 추정이 요구된다.<sup>1)</sup> 추정된 클램핑력은 실제 클램핑력과 비교되며, 이 때 실제 클램핑력은 피스톤에서의 마찰을 고려한 교정 작업이 이루어진 데이터이다. 본 연구는 EMB 실험용 테스트 벤치를 통해 얻은 실제 데이터를 통해 진행된다.

## 2. EMB 모델링

### 2.1 EMB 테스트 벤치

실제 실험을 위하여 EMB 테스트 벤치를 구성하

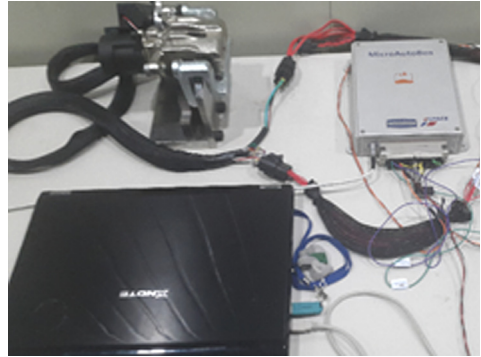


Photo. 1 EMB test bench

고 작동시킨다. 테스트 벤치의 전체 구조는 Photo. 1과 같다. MATLAB SIMULINK로 개발한 알고리즘을 PC 내의 Control desk 프로그램과 연결시켜 준다. Control desk를 통해 제어기에 들어갈 클램핑력 및 모터 회전각 명령을 직접 입력한다. 또한 추정 알고리즘에 필요한 모터 전류와 모터 회전각 데이터 및 로드 셀의 측정 값 역시 출력으로 받아 볼 수 있다. EMB의 제어기는 EMB ECU 내에 다운로드되며 ECU에서 EMB 플랜트에 직접 입력하는 값은 3상(a, b, c)의 전압 값이다. 데이터의 입출력은 모두 CAN network를 통해서 전달이 이루어지며, 표본 시간 간격은 1 ms이다.

### 2.2 EMB의 전기적 모델링

본 연구에서 EMB의 구동을 위한 전기 모터로서 Permanent Magnet Synchronous Motor(PMSM)이 사용된다. 3상 전원이 입력되면 2번의 좌표계 변환을 통해 회전하는 기준축인 d축, q축에 대한 전원 값으로 변환된다. 이때의 좌표계 변환은 clarke 변환과 park 변환을 연속으로 거치면서 이루어진다.<sup>5)</sup>

$$\begin{bmatrix} f_{\alpha} \\ f_{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_a \\ f_b \\ f_c \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} f_d \\ f_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{\alpha} \\ f_{\beta} \end{bmatrix} \quad (2)$$

이를 기반으로 한 PMSM의 d축 및 q축의 전압 방정식은 각각 식 (3), (4)와 같으며, 모터 토크는 식 (6)과 유도된다.<sup>6)</sup>

$$v_d = Ri_d + L_d \frac{di_d}{dt} - w_s L_q i_q \quad (3)$$

$$v_q = Ri_q + L_q \frac{di_q}{dt} + w_s (L_d i_d + \psi_{af}) \quad (4)$$

$$w_s = n_p w_m \quad (5)$$

$$T_m = \frac{2}{3} n_p [\psi_{af} i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] \quad (6)$$

$$T_{m,max} = \frac{2}{3} n_p \psi_{af} i_q = K_m i_q \quad (7)$$

d축 전류는 자속 성분에 해당하며 q축 전류는 토크 성분에 해당된다. 따라서 PMSM의 최대 모터 토크를 발생시키기 위해서는 d축 전류가 0이 되도록 제어해야 하며, 이때의 최대 모터 토크는 식 (7)과 같이 표현할 수 있다. 최종적으로 사용되는 최대 모터 토크는 q축 전류 값에 비례하여 나오기 때문에, 마치 DC 모터의 모터 토크와 유사하게 표현할 수 있다.

### 2.3 EMB의 기계적 모델링

복잡한 EMB 시스템을 기계적으로 간단하게 모델링할 수 있다. 이를 위해 EMB의 토크 평형 식을 식 (8)과 같이 표현하게 된다. 부하 토크  $T_L$ 은  $F_d$ 을 발생시키는 토크로서  $F_d$ 과는  $k_d$ 만큼의 비례 관계를 가지게 된다.

$$T_m = T_L + T_i + T_f = k_{cl} F_{cl} + J_{tot} \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + T_f \quad (8)$$

$$k_{cl} = \frac{1}{GR} \frac{p}{2\pi\eta} \quad (9)$$

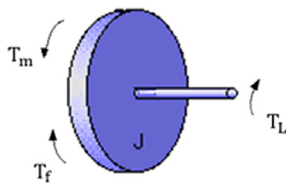


Fig. 1 Simplified EMB modeling

### 3. Kissing point 추정

클램핑력의 추정에 앞서 클램핑력이 발생하기 시작하는 kissing point의 추정이 우선적으로 이루어져

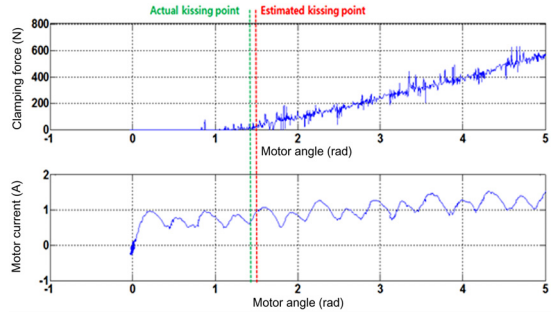


Fig. 2 Kissing point estimation results

야 한다. 이는 패드가 디스크에 접촉하는 시점으로서, 패드가 디스크에 접촉하는 시점부터 모터의 전류 값이 증가하기 시작한다. 그렇기 때문에 전류 값이 일정한 기준 값 이상이 될 때의 모터 회전각을 kissing point로 지정하는 알고리즘을 본 연구에서는 제안한다. 기준 threshold는 여러 번의 반복적인 실험 결과를 거쳐 1A 근방으로 설정된다. 또한 이 과정에서 low pass filter가 적용된 모터 전류 값이 활용된다. low pass filter의 대역폭이 너무 작을 경우 기존 데이터에 대한 왜곡이 심해질 수 있기 때문에 적절한 크기의 대역폭을 설정하는 것이 중요하다. Fig. 2는 새로운 kissing point 추정 알고리즘의 수행 결과이다. 실제 kissing point는 1.437 rad로 측정되었을 때, 알고리즘을 통해 추정된 kissing point는 1.502 rad이다. 1.502 rad에서의 실제 클램핑력 값은 18N이다.

이를 통해 새롭게 추정된 kissing point는 실제 값 근처에 형성됨을 확인할 수 있다.

## 4. 클램핑력 추정

### 4.1 특성 곡선 Fitting

클램핑력의 추정은 Fig. 3의 데이터를 기반으로 이루어진다. 모터 회전각이 최대 25 rad 근방까지 증가하였다가 다시 0 rad 위치로 돌아오게 하면, Fig. 3과 같이 압축(clamping)과 해제(releasing) 상황에서의 모터 회전각 및 전류 값을 각각의 센서를 통해 측정할 수 있다. 이 때 전류 데이터의 경우 low pass filter를 활용한 센서 필터링 과정을 거쳤지만 일부 진동(oscillation)이 남아 있게 된다. 따라서 이를 상쇄시키기 위해 모터 회전각에 따른 전류 값을 곡선 fitting하여 클램핑력 추정에 활용해야 한다.

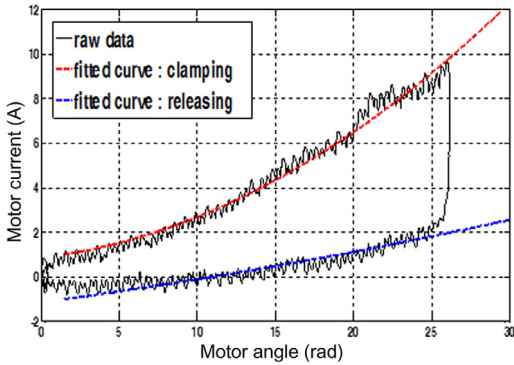


Fig. 3 Motor current versus motor angle

식 (10)과 (11)를 통해 압축과 해제 상황에서의 클램핑력을 각각 표현할 수 있다.

$$\hat{F}_{cl}(\theta_m) = \frac{K_m i_{cl}(\theta_m) - J_{tot} \frac{d^2 \theta_{m,cl}}{dt^2} - T_f}{k_{cl}} \quad (10)$$

$$\hat{F}_{cl}(\theta_m) = \frac{K_m i_{rl}(\theta_m) - J_{tot} \frac{d^2 \theta_{m,rl}}{dt^2} + T_f}{k_{cl}} \quad (11)$$

이 때 같은 모터 회전각  $\theta_m$  일 시, 마찰 토크  $T_f$ 는 압축과 해제 상황에서 절대 값은 동일하지만 다른 부호를 가지며, 두 상황에서 클램핑력  $F_{cl}$ 은 일정하다. 따라서 (10)과 (11)을 더해주면 마찰 토크가 상쇄되면서, 임의의 모터 회전각에서의 클램핑력을 추정하는 식이 유도된다. 또한 관성 토크는 모터 토크에 비해 크기가 매우 작기 때문에 무시할 수 있다. 다음 식 (12)는 추정된 클램핑력에 대한 식이다.

$$\hat{F}_{cl}(\theta_m) = \frac{K_m [i_{cl}(\theta_m) + i_{rl}(\theta_m)]}{2k_{cl}} \quad (12)$$

최종적으로는 곡선 fitting을 진행하여 식 (13)과 같이  $\theta_m$ 에 대한 2차 다항 함수 형태인 특성 곡선을 생성해낼 수 있다.  $\hat{\theta}_0$ 은 앞서 추정된 kissing point를 의미한다.

$$\hat{F}_{cl}(\theta_m) = K_2(\theta_m - \hat{\theta}_0)^2 + K_1(\theta_m - \hat{\theta}_0) \quad (13)$$

Fig. 4는 식 (13)의 클램핑력 특성 곡선의 생성과정을 표현한 그래프이다.

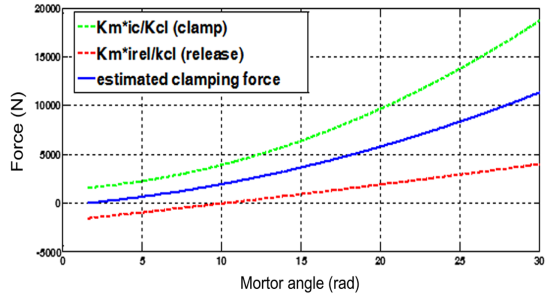


Fig. 4 Clamping force estimation result

#### 4.2 실제 클램핑력 특성 곡선

로드 셀의 측정값은 추가적인 교정을 거친 후 실제 클램핑력으로 사용한다. 실제 클램핑력은 페드가 브레이크 디스크를 누르는 힘을 의미한다. 하지만 현재까지 설계된 여러 EMB의 구조상 디스크 근처에 직접적으로 로드 셀을 설치하기에는 매우 큰 어려움이 따른다. 따라서 현재의 로드 셀은 Fig. 5와 같이 유성 기어와 볼 스크류의 사이 공간에 장착이 이루어진다. 볼 스크류의 직선운동은 연속적으로 피스톤과 패드에 전달되며, 이를 통해 패드는 디스크에 힘을 가하게 된다. 이 때 피스톤과 캘리퍼 본체간의 접촉 표면 부분에서 무시할 수 없는 양의 마찰력이 발생하게 된다. 식 (14), (15) 및 (16)는 각각 압축, 해제, 및 정지 상황에서 직선 운동하는 부품들의 힘 평형 방정식을 의미한다.

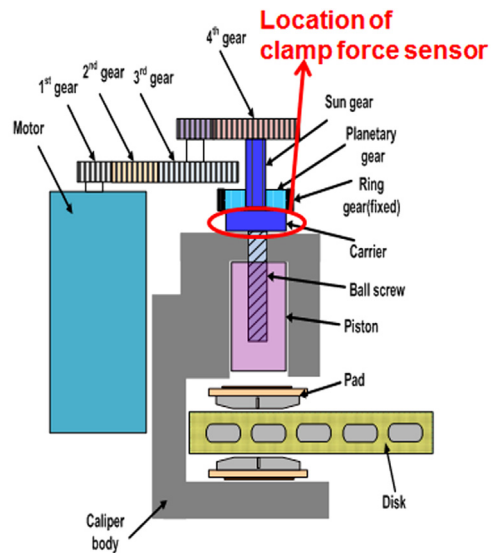


Fig. 5 Location of clamp force sensor

$$F_{cl}^* - f_k - F_{cl} = m_{piston} a_{piston} \approx 0 \quad (14)$$

$$F_{rl}^* + f_k - F_{rl} = m_{piston} a_{piston} \approx 0 \quad (15)$$

$$F^* = F \quad (16)$$

Fig. 6은 식 (14), (15)에 대한 피스톤의 힘 평형을 이해하기 쉽게 표현한 그림이다.  $F^*$ 은 로드 셀에 작용하는 힘이며,  $F$ 는 디스크에 작용하는 실제 클램핑력이다.  $f_k$ 는 피스톤의 표면에 작용하는 운동 마찰력을 의미한다. 이 마찰력은 식 (8)의 마찰 토크  $T_f$ 의 일부분에 해당한다. 운동 시에 피스톤의 알짜 힘  $m_{piston} a_{piston}$ 은 다른 값들에 비해 매우 작기 때문에 무시하여 0으로 표현할 수 있다. 이를 통해 실제 클램핑력  $F$ 는 로드 셀의 측정 값  $F^*$ 에 마찰력  $f_k$ 을 고려한 값으로 볼 수 있다. 운동 마찰력  $f_k$ 는 같은 모터 회전각일 시, 압축 및 해제 상황에 따라 크기는 같고 방향만 바뀌게 된다.

Fig. 7은 임의의 모터 회전각에 대한 로드 셀의 측정값에 대한 그래프이다. 그래프와 같이 압축과 해제 시에 hysteresis가 발생하는 가장 큰 이유는 바로 위에서 언급된 운동 마찰력  $f_k$ 에 해당한다.

따라서 식 (14)와 (15)를 통해 압축과 해제 시 클램핑력 곡선의 중간 값을 디스크에 가해지는 실제 클램핑력으로 볼 수 있다. Fig. 8은 이러한 실제 클램핑력 특성 곡선을 나타낸다.

Fig. 8의 실제 특성 곡선을 통해 임의의 모터 회전각에서의 실제 클램핑력 값을 얻을 수 있게 된다. 운

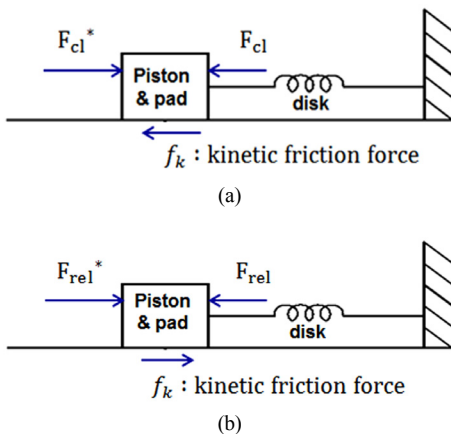


Fig. 6 Piston dynamics : (a) clamping, (b) releasing

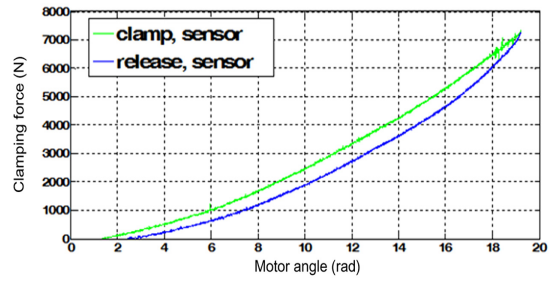


Fig. 7 Measured values by load cell

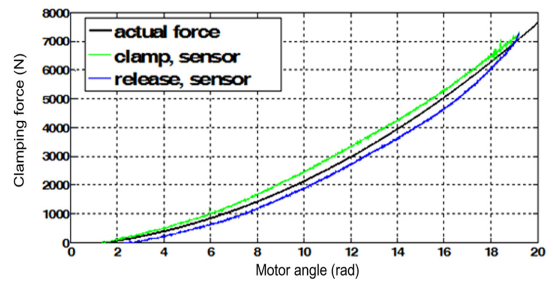


Fig. 8 Actual Characteristic curve

동 마찰력  $f_k$  뿐만 아니라 Fig. 7에서의 hysteresis를 일으키는 원인에는 패드 자체에서 발생하는 물질의 탄성 hysteresis가 존재한다.<sup>2)</sup> 패드의 주요 성분인 금속과 고무 중에서 고무 성분의 특성에 의해 이러한 탄성 hysteresis가 발생한다. 본 연구에서는 고무 성분에 의한 탄성 hysteresis에 의한 영향은 배제한다고 가정하며, 추후 Fig. 8의 실제 클램핑력 특성 곡선에 위 아래로 일정한 오프셋을 줌으로써 탄성 hysteresis에 대한 고려 및 대처가 이루어질 수 있을 것이다.

### 5. 클램핑력 추정 결과

제안된 kissing point 추정 알고리즘 및 클램핑력 추정 알고리즘을 바탕으로 추정된 특성 곡선, 동시에 로드 셀 측정 값을 바탕으로 교정이 이루어진 실제 특성 곡선을 Fig. 9에서 함께 표현한다. kissing point의 추정 정확도는 매우 높으며, 실제 EMB 클램핑력의 주요 사용 구간인 0 N ~ 12,000 N에서의 정확도를 확인할 수 있다.

Fig. 9의 데이터를 바탕으로 실시간으로 클램핑력을 추정하는 실험을 진행하며 이에 대한 결과는 Fig. 10과 같다. 또한 다양한 패드 두께 상황에서도 추정 정확도가 유지되는지 확인하기 위해 13 mm, 6 mm

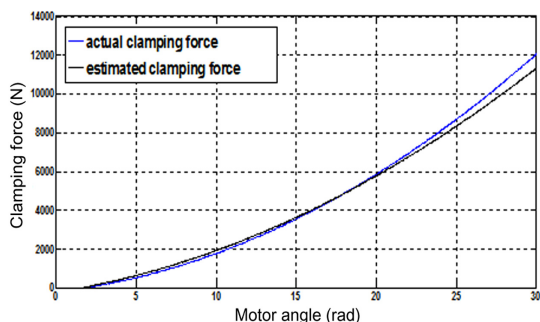
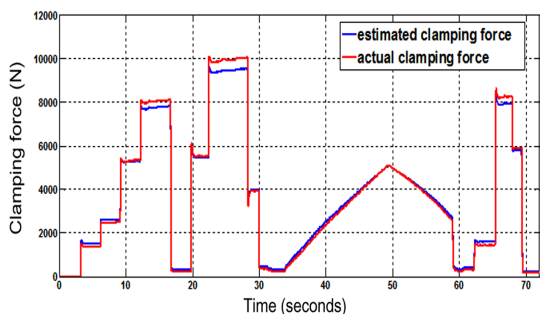
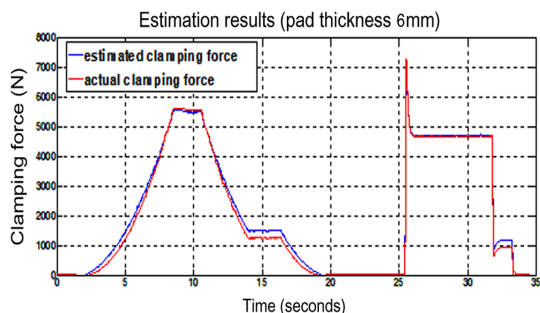


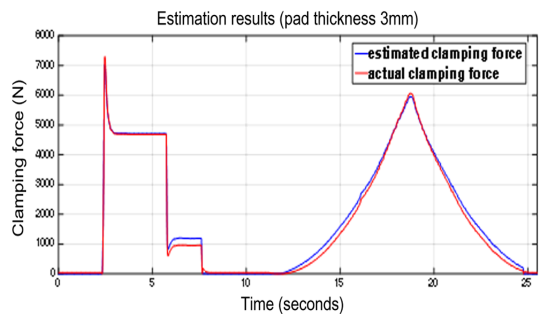
Fig. 9 Estimated and actual characteristic curves



(a)



(b)



(c)

Fig. 10 Real time clamping force estimation results with pad thickness (a) 13 mm, (b) 6 mm, (c) 3 mm

및 3 mm 두께의 패드를 사용하여 실험을 진행하였다. Fig. 10에서 추정 값과 실제 값 사이의 Root Mean Square(RMS) 오차는 각각 0.18 kN, 0.15으로 측정된다. 추정 목표는 0.03 g의 제동 감가속도 시에 발생하는 클램핑력 0.39 kN보다 RMS 오차가 작게 나오는 것이다. 이는 4륜 전체에 각각 EMB 클램핑력이 0.39 kN만큼 작동할 때 0.03 g의 차량 종방향 감속도가 나오는 상황을 가정한 것이다. 추정 결과 목표치인 0.39 kN보다 작으므로 만족할 만한 추정 정확도를 확인할 수 있다.

## 6. 결론

본 논문에서는 미래형 제동 시스템으로서 주목받고 있는 EMB의 가격 경쟁력 향상을 위하여 값비싼 로드 셀을 사용하지 않는 클램핑력 추정 알고리즘을 제안한다. 이를 위하여 우선적으로 필요한 kissing point의 새로운 추정 알고리즘이 제안되며, 모터 전류 및 모터 회전각 데이터만을 활용하여 EMB 클램핑력 특성 곡선이 추정된다.

또한 추정된 클램핑력의 정확도 비교를 위하여 필요한 실제 클램핑력 값으로 로드 측정 값을 바로 사용하지 않고 추가적인 교정을 진행하였다. 정확도 비교 결과 다양한 패드 두께 상황에서도 만족할 만한 오차 값을 가짐을 확인하였다.

따라서 실제 EMB가 장착된 차량에서 제안된 클램핑력 추정 알고리즘을 주기적으로 실행시켜 준다면 모터 회전각에 따른 클램핑력 특성 곡선의 기울기 변화를 통한 보정해춤을 의미한다. 이를 통해 브레이크 패드의 두께 변화, 즉 패드 마모 현상에 대해서도 충분한 대처가 가능할 것으로 예측된다.

더불어 추후 EMB의 강건한 제어 로직 개발 및 BBW 시스템의 상용화에 도움을 줄 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

이 논문은 2016년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2010-0028680). 본 연구는 미래창조과학부 및 정보통신기술진흥센터의 ICT융합고급인력과정지원사업의 연구결과로 수행되었음(IITP-2016-H8601-16-1005).

### References

- 1) R. Schwarz, R. Isermann, J. Bohm, J. Nell and P. Rieth, "Modeling and Control of an Electro mechanical Disk Brake," SAE 980600, 1998.
- 2) Y. H. Ki, K. J. Lee, J. S. Cheon and H. S. Ahn, "Design and Implementation of a New Clamping Force Estimator in Electro-Mechanical Brake Systems," Int. J. Automotive Technology, Vol.14, No.5, pp.739-745, 2013.
- 3) C. Line, C. Manzie and M. C. Good, "Electro-mechanical Brake Modeling and Control: from PI to MPC," IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.16, No.3, pp.446-457, 2008.
- 4) C. Jo, S. Hwang and H. Kim, "Clamping-Force Control for Electromechanical Brake," IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol.59, No.7, pp.3205-3212, 2010.
- 5) J. Choi, I. Kim, K. Huh, M. Kim, J. Kim and K. Kim, "Clamping Force Estimation of an Electro-Mechanical Brake Under Various Lubrication Conditions," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.653-658, 2009.
- 6) P. Pillay and R. Krishnan, "Modeling, Simulation, and Analysis of Permanent-Magnet Motor Drives, Part I: The Permanent-Magnet Synchronous Motor Drive," IEEE Transaction on Industry Applications, Vol.25, No.2, pp.265-273, 1989.
- 7) S. Saric, A. Bab-Hadiashar and R. Hoseinnezhad, "Clamp-Force Estimation for a Brake-by-Wire System: A Sensor-Fusion Approach," IEEE Transaction on Vehicular Technology, Vol.57, No.2, pp.778-786, 2008.