

SKFMEC 를 이용한 차량의 타이어 횡력 감지시스템 개발

김 준 영* · 허 건 수**
(1999년 10월 28일 접수)

Development of Tire Lateral Force Monitoring System Using SKFMEC

Joonyoung Kim and Kunsoo Huh

Key Words : Tire Force Monitoring System(타이어 힘 감지시스템), Vehicle Dynamics Model(차량 동역학 모델), SKFMEC(모델오차 보상기와 결합된 스케일된 칼만 필터)

Abstract

Longitudinal and lateral forces acting at tire are known to be closely related to the tractive ability, braking characteristics, handling stability and maneuverability of ground vehicles. However, it is not feasible in the operating vehicles to measure the tire forces directly because of high cost of sensors, limitations in sensor technology, interference with the tire rotation and harsh environment. In this paper, in order to develop tire force monitoring system, a new vehicle dynamics monitoring model is proposed including the roll motion. Based on the monitoring model, tire force monitoring system is designed to estimate the lateral tire force acting at each tire. A newly proposed SKFMEC (Scaled Kalman Filter with Model Error Compensator) method is developed utilizing the conventional EKF (Extended Kalman Filter) method. Tire force estimation performance of the SKFMEC method is evaluated in the Matlab simulations where true tire force data is generated from a 14 DOF vehicle model with a combined-slip Magic Formula tire model.

기호설명

a_x	: 직진가속도	I_z	: z 축 차량의 질량관성 모멘트(2560kgm ²)
a_y	: 횡가속도	$k_{\theta f}$: 전륜의 톨강성(108205.8Nm/rad)
$c_{\theta f}$: 전륜의 롤댐핑(826.8Ns/rad)	$k_{\theta r}$: 후륜의 톨강성(81436.7Nm/rad)
$c_{\theta r}$: 후륜의 롤댐핑(658.9Ns/rad)	l_f	: 질량중심에서 앞축까지 거리(1.076m)
e	: 롤축과 질량중심간의 거리(0.48m)	l_r	: 질량중심에서 뒷축까지 거리(1.617m)
F_{xi}	: 각 바퀴의 타이어 직진력	m	: 차량 질량(1814kg)
F_{yf}	: 전륜의 평균 타이어 횡력	m_s	: 현가 질량(1661kg)
F_{yi}	: 각 바퀴의 타이어 횡력	p	: 롤속도
F_{yr}	: 후륜의 평균 타이어 횡력	r	: 요우잉속도
h	: 지면에서 질량중심까지 거리(0.55m)	r_w	: 바퀴의 회전반경(0.305m)
h_f	: 지면에서 전륜 롤중심까지 거리(0.114m)	T	: 구동 톨크
h_r	: 지면에서 후륜 롤중심까지 거리(0.004m)	l_f	: 질량중심과 전륜의 횡방향 거리(0.784m)
I_w	: 바퀴의 질량관성 모멘트(2.0kgm ²)	l_r	: 질량중심과 후륜의 횡방향 거리(0.760m)
I_x	: x 축 차량의 질량관성 모멘트(580kgm ²)	v_x	: 직진속도
		v_y	: 횡속도
		δ	: 바퀴의 조향각
		ζ	: 평균 타이어 횡력 / 톨각
		ϕ	: 톨각
		ω	: 바퀴의 회전속도

* 한양대학교 산업과학연구소

** 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : khuh2@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0437 FAX : (02)2295-4584

1. 서론

주행중인 차량의 동적인 성능은 타이어에 작용하는 힘에 의해 결정된다고 할 수 있다. 즉, 차량의 운동은 조향각과 타이어의 구동/제동 토크의 입력에 의해 발생되고 타이어의 슬립, 수직하중, 노면 마찰계수 등에 따라 타이어와 노면의 접촉 부위에 직진력과 횡력의 변화를 가져오며, 이에 따라 차량의 동적인 성능이 결정되게 된다. 이러한 타이어 힘에 대한 정보는 운전자에게 노면의 상태, 도로의 곡률 및 타이어 이상 유무 등에 대한 상태 감지를 가능하게 할 뿐만 아니라 차세대 차량 제어시스템(AVCS)을 구현하는데 있어서도 필수적인 요소가 된다.

그런데 이러한 타이어에 작용하는 힘을 직접 센서로 측정하는 것은 센서 기술의 한계 때문에 현실적으로 거의 불가능한 상황이다. 이러한 문제를 해결하기 위해 차량의 주요 변수를 간접적으로 추정하는 방법들이 적용되어 왔는데, Masmoudi와 Hedrick⁽¹⁾은 슬라이딩 모드 관측기를 이용하여 차량의 축 토크를 추정하였고, Ray⁽²⁾는 칼만 필터를 사용하여 타이어 힘을 추정하였고 이를 토대로 확률론적으로 노면 마찰계수를 추정하였다. 또한, 상태 변수를 추정하기 위해서 관측기를 이용한 방법이 주로 사용되어 왔는데, Huh와 Kwak⁽³⁾은 시스템 행렬을 스케일링하여 최적의 컨디션 수치(well-condition)가 되도록 이득값을 결정하고 이에 따라 외란에 강인한 관측기를 설계하였으며, Tu와 Stein^(4,5)은 모델링 오차를 줄이기 위한 모델오차 보상기를 관측기에 적용하여 강인한 성능을 갖도록 하였다.

본 논문에서는 차량 모델을 이용하여 타이어 직진력을 계산하고 이를 토대로 타이어 횡력을 추정하는 타이어 횡력 감지시스템을 설계하였다. 특히, 타이어의 횡력을 추정하기 위하여 롤운동과 수직하중의 변화를 고려한 새로운 차량 감지모델을 제안하였으며 이 모델을 토대로 기존의 칼만 필터의 성능을 개선한 SKFMEC(Scaled Kalman Filter with Model Error Compensator) 방법을 새롭게 제안하고 차량 시스템에 적용하였다.

본 논문의 구성은 2장에서 SKFMEC에 대한 이론 설명을 다루었고, 3장에서는 차량 감지모델과 SKFMEC의 적용 방식을 설명하였다. 4장에서 시뮬레이션을 수행하였고, 마지막 5장에서 결론을 맺고자 한다.

2. SKFMEC 이론

플랜트가 외란이나 파라미터 변화에 의해서 섭동되었을 때 기존의 칼만 필터의 추정성능을 개선하기 위해 SKFMEC를 제안하였으며, 이 방법은 상태 변수의 스케일링을 통해 상호분산(covariance) 값의 결정을 용이하게 하는 한편 측정된 변수를 이용해 플랜트의 모델링 오차를 줄여 주는 보상기를 적용함으로써 외란이나 파라미터 변화에 의해 플랜트가 섭동되었을 때에도 추정성능을 향상시켜 준다.

2.1 Scaling⁽³⁾

다음과 같은 비선형 시스템을 가정한다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, u, t), \quad x \in R^n \\ y &= h(x, u, t), \quad y \in R^p \end{aligned} \quad (1)$$

윗 식의 상태 변수는 다음과 같은 변환 행렬에 의해 변환되며

$$x^* = Sx \quad (2)$$

여기서 S 는 임의의 가역변환 행렬이며 새로운 상태 변수에 의해 식 (1)은 다음과 같이 변환된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}^* &= f^*(x^*, u, t) \\ y &= h(x^*, u, t) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{여기서 } f^*(x^*, u, t) = Sf(x, u, t) \quad (4)$$

식 (3)에서 적절히 스케일링된 시스템은 고유값에는 변화가 없고 컨디션 수치(condition number)가 감소하여 수치적 오차의 민감도가 줄어든다.

2.2 MEC (Model Error Compensator)⁽⁵⁾

임의의 실제 플랜트를 다음과 같이 가정한다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + BQ(t), \quad x \in R^n \\ z &= Cx, \quad z \in R^p \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 $Q(t)$ 는 비선형 요소를 포함한 부분이다. 윗 식 (5)를 모델링한 식은 다음과 같다고 가정한다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_M &= Ax_M + BQ_M(t) \\ z_M &= Cx_M \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 아래첨자 M 은 모델을 의미하며, $Q_M(t)$ 는 $Q(t)$ 를 모델링한 식으로써 모델 오차를 포함하고 있다. 이러한 모델 오차를 줄이기 위해 Moylan의 정리⁽⁶⁾를 이용하여 모델오차 보상기를 적용하면 다음과 같고 더욱 정확한 모델링 식이 된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_M &= Ax_M + B[Q_M + G(z - z_M)] \\ z_M &= Cx_M \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 G 는 비례 이득값을 나타내며 $G(z - z_M)$ 은 모

델오차 보상기이다. 오차 방정식의 전개를 위해 식 (5)에서 식 (7)을 빼면 다음과 같다

$$\begin{aligned} \dot{e} &= Ae + B[\Delta Q - Ge_z] \\ &= Ae + Be_{MEC} \end{aligned} \quad (8)$$

$$e_z = Ce$$

윗 식은 다음과 같은 식으로도 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{e} &= (A - BGC)e + B\Delta Q \\ e_z &= Ce \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서 } e &= x - x_M, \Delta Q = Q - Q_M \\ e_z &= z - z_M, e_{MEC} = \Delta Q - Ge_z \end{aligned} \quad (10)$$

오차 방정식 (8)과 (9)는 다른 형태를 갖고 있지만 동일한 식이며 입출력에 대한 전달함수로 표현할 수 있다. 즉, 식 (8)에서는 입력이 e_{MEC} 이고 출력은 e_z 이며 식 (9)에서는 입력이 ΔQ 이고 출력은 e_z 가 된다. 즉, 2 개의 전달함수로 나타낼 수 있다.

$$L\{e_z\} = T_1 L\{e_{MEC}\}, \quad L\{e_z\} = T_2 L\{\Delta Q\} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서 } T_1 &= C(SI_n - A)^{-1}B \\ T_2 &= C[SI_n - (A - BGC)]^{-1}B \end{aligned} \quad (12)$$

L 은 라플라스 변환을 나타내며, 식 (11)에서 2 개의 전달함수를 결합하면 다음과 같다.

$$L\{e_{MEC}\} = T_1^{-1} T_2 L\{\Delta Q\} \quad (13)$$

여기서 안정한 좌측 역행렬(stable left inverse) $T_1^{-1}(s)$ 는 다음과 같다

$$T_1^{-1} T_1 = \frac{1}{(s+c)^L} I_m, \quad c > 0 \quad (14)$$

식 (14)를 이용해서 식 (13)은 다음과 같이 전개된다.

$$\begin{aligned} L\{e_{MEC}\} &= (s+c)^L T_1^{-1} T_2 L\{\Delta Q\} \\ &= T_1^{-1} T_2 (s^L + \dots + a_0) L\{\Delta Q\} \\ &= T_1^{-1} T_2 L\left\{ \frac{d^{(L)}}{dt^{(L)}} \Delta Q + \dots + a_0 \Delta Q \right\} \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 e_{MEC} 의 범위를 평균평방(mean square)적인 관점에서 나타내기 위해 Parseval's theorem⁽⁷⁾을 사용하면 다음과 같다.

$$\|e_{MEC}\|_2^2 < \|T_1^{-1}\|_\infty^2 \|T_2\|_\infty^2 \left[\left\| \frac{d^{(L)}}{dt^{(L)}} \Delta Q \right\|_2^2 + \dots + \|a_0 \Delta Q\|_2^2 \right] \quad (16)$$

여기서 ΔQ 와 그 미분값이 α 값을 가진다고 가정하고 T_1^{-1} 의 무한대 노름(infinite norm)값도 다음과 같이 β 값의 범위내로 제한된다고 가정하면 e_{MEC} 의

크기는 다음과 같다.

$$\|e_{MEC}\|_2^2 < \|T_2\|_\infty^2 \alpha^2 \beta^2 \quad (17)$$

여기서 T_2 의 무한대 노름값은 다음과 같이 임의의 범위내로 제한할 수 있고 그 제한 범위를 결정하면 모델오차 보상기의 이득값 G 를 결정할 수 있다.

$$\|T_2\|_\infty^2 = \|C[SI_n - (A - BGC)]^{-1}B\|_\infty^2 < \frac{\varepsilon^2}{\alpha^2 \beta^2} \quad (18)$$

그러므로 식 (17)은 다음식과 같이 전개된다.

$$\|e_{MEC}\|_2^2 < \frac{\varepsilon^2}{\alpha^2 \beta^2} \alpha^2 \beta^2 = \varepsilon^2 \quad (19)$$

결국, 모델오차 보상기의 오차 e_{MEC} 의 크기는 매우 작은 범위로 제한할 수 있다.

2.3 EKF 와 결합된 MEC

칼만 필터의 성능을 향상시키기 위해 모델오차 보상기를 적용하였다. 섯동된 비선형 확률적 시스템이 다음과 같다고 가정한다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x,t) + \Delta f(x,t) + w \\ y &= h_1(x,t) + v \\ z &= h_2(x,t) + v \end{aligned} \quad (20)$$

이때 설계된 칼만 필터는 다음과 같고 플랜트의 변화량 Δf 를 보상하기 위해 모델오차 보상기를 적용하였다.

$$\begin{aligned} \hat{\dot{x}} &= f(\hat{x},t) + K(y - \hat{y}) + G_p(z - \hat{z}) \\ \hat{y} &= h_1(\hat{x},t) \\ \hat{z} &= h_2(\hat{x},t) \end{aligned} \quad (21)$$

여기서 K 는 칼만 필터의 이득 행렬이며 G_p 는 모델오차 보상기의 이득 행렬이다. z 는 출력벡터 y 의 임의의 요소이다. 식 (20)과 식 (21)로부터 오차 방정식을 구하면 다음과 같다

$$\begin{aligned} \dot{e} &= \dot{x} - \hat{\dot{x}} \\ &= f(x,t) - f(\hat{x},t) + \Delta f \\ &\quad - K(y - \hat{y}) - G_p(z - \hat{z}) + w \end{aligned} \quad (22)$$

식 (22)에서 비선형 함수 f 와 h 를 Taylor 급수를 이용해 선형화하면 다음과 같다.

$$f(x,t) - f(\hat{x},t) = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x_0} (x - \hat{x}) + \Delta(H.O.T.) \cong Fe \quad (23)$$

$$h(x,t) - h(\hat{x},t) = \left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_{x_0} (x - \hat{x}) + \Delta(H.O.T.) \cong He$$

윗 식 (23)의 선형화된 함수를 이용하여 오차 방정식을 전개하면 다음과 같다

$$\begin{aligned} \dot{e} &= Fe - K(y - \hat{y}) + [\Delta f - G_p(z - \hat{z})] + w \\ &= (F - KH_1)e + e_{MEC} + w - Kv \end{aligned} \quad (24)$$

$$e_z = H_2 e + v$$

윗 식은 다음과 같은 식으로도 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{e} &= (F - KH_1)e - G_p(H_2 x + v - H_2 \hat{x}) \\ &\quad + \Delta f + w - Kv \\ &= (F - KH_1 - G_p H_2)e + \Delta f \\ &\quad + w - (G_p + K)v \end{aligned} \quad (25)$$

$$e_z = H_2 e + v$$

식 (24)와 식 (25)는 다른 형태를 갖는 동일한 오차 방정식이며 입출력에 대한 전달함수로 표현할 수 있다. 그러므로 e_{MEC} 의 크기는 앞에서 언급한 식 (11)에서 식 (19)까지의 과정을 통해 작은 범위로 제한할 수 있다.

2.4 SKF와 결합된 MEC

결론적으로 스케일링과 모델오차 보상기를 칼만 필터에 적용하면 다음 식과 같이 전개된다.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= f^*(\hat{x}, t) + K(y - \hat{y}) + G_p(z - \hat{z}) \\ \hat{y} &= h_1(\hat{x}, t) \\ \hat{z} &= h_2(\hat{x}, t) \end{aligned} \quad (26)$$

오차 상호분산과 이득행렬은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{P} &= F^* P + P F^{*T} + Q - KRK^T \\ K &= PH_1^T R^{-1} \end{aligned} \quad (27)$$

$$\text{여기서 } F^* = SFS^{-1}, \quad H_1^* = H_1S^{-1} \quad (28)$$

3. 타이어 횡력 감지시스템 설계

본 논문에서는 타이어 횡력을 추정하기 위해서 Fig. 1 과 같이 타이어 횡력 감지시스템을 구성하였다. 'Monitoring System' 블록은 2 장에서 설명한 SKFMEC 를 나타내며 이 블록에서 타이어 횡력을 추정하게 된다. 'Vehicle' 블록은 차량의 동적 특성을 나타내는 실제 플랜트 부분으로서 14 자유도의 차량 모델과 노면 마찰계수의 변화를 고려할 수 있는 Magic Formula 타이어 모델⁽⁸⁾을 포함하고 있으며, 여기서 계산된 타이어 힘을 실제값으로 사용하고 있다.

3.1 차량 감지모델

감지시스템을 설계하기 위해서는 차량 감지모델이 필요하며 단순화된 감지모델을 유도하기 위해 8 자유도 차량 모델을 사용하였다. 8 자유도는 직진 운동, 횡 운동, 요우잉 운동, 롤링 운동 및 4

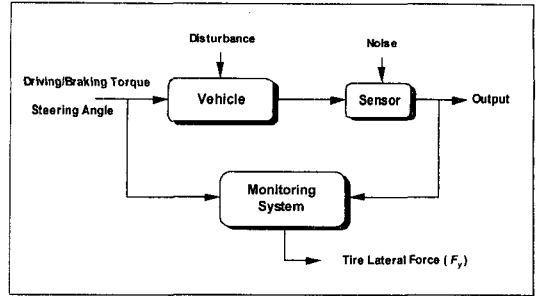


Fig. 1 Tire force monitoring system

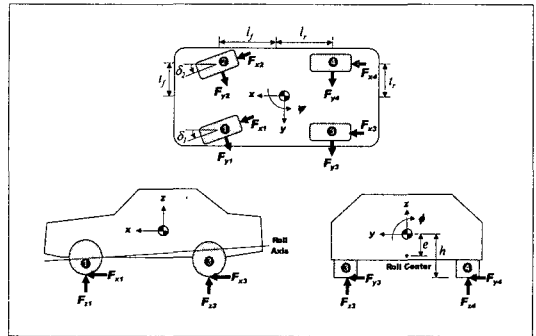


Fig. 2 8 DOF vehicle model

바퀴의 회전 운동을 나타내며 Fig. 2 와 같다. 8 자유도 차량 모델의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m(\dot{v}_x - r v_y) + m_s e p r \\ \sum F_y &= m(\dot{v}_y + r v_x) - m_s e \dot{p} \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z &= I_z \dot{r} \\ \sum M_x &= I_x \dot{p} - m_s e (\dot{v}_y + r v_x - e \dot{p}) \\ \dot{\omega}_i &= \frac{1}{I_w} (T_i - F_{xi} \cdot r_w), \quad (i=1-4) \end{aligned} \quad (30)$$

여기서 $\sum F_x$ 와 $\sum F_y$ 는 각각 x 와 y 방향의 합력이며, $\sum M_z$ 와 $\sum M_x$ 는 각각 z 와 x 방향의 모멘트의 합력을 나타내며 Appendix 에 자세히 나타내었다. 또한, 변수에 대한 자세한 설명은 기호설명에 표기하였다.

타이어의 직진력은 구동 토크나 제동 토크를 알 수 있다면 식 (30)의 휠 운동방정식으로 부터 쉽게 계산할 수 있는데, 본 논문에서는 구동 및 제동 토크를 계산 또는 추정이 가능하다고 가정하였다. 또한, 타이어의 횡력은 입력의 변화나 외란에 의해 상당히 비선형적인 특성이 있고 좌우 횡력의 변화율도 일정치 않은 특성이 있어 추정하기 매우 까다로운 변수가 된다. 본 논문에서는 타이어의 횡력을 추정하기 위해 다음의 2 가지 관계식을 제안한다.

제 1 관계식 : 타이어 횡력은 롤각에 비례한다.

$$F_{yf} = \zeta_1 \phi \tag{31}$$

$$F_{yr} = \zeta_2 \phi \tag{32}$$

제 2 관계식 : 타이어 횡력의 변화량은 수직하중의 변화량에 비례한다.

$$\frac{F_{yi}}{F_{yf}} \cong \frac{F_{zi}}{F_{zf}}, \quad \left(\begin{array}{l} i=1: \text{전륜내측} \\ i=2: \text{전륜외측} \end{array} \right) \tag{33}$$

$$\frac{F_{yi}}{F_{yr}} \cong \frac{F_{zi}}{F_{zr}}, \quad \left(\begin{array}{l} i=3: \text{후륜내측} \\ i=4: \text{후륜외측} \end{array} \right) \tag{34}$$

여기서 F_{yf} 와 F_{yr} 은 전륜과 후륜의 평균 타이어 횡력이고, F_{yi} 는 각 바퀴의 횡력을 나타낸다. ζ_1 과 ζ_2 는 롤각과 횡력의 비율을 나타내며, F_{zf} 와 F_{zr} 은 전륜과 후륜의 정적인 수직하중이고 F_{zi} 는 각 바퀴의 수직하중을 나타낸다. 위의 제 1, 2 관계식의 타당성을 검증하기 위해서 초기속도 70km/h 로 주행 중 10 초 동안에 바퀴의 조향각을 0°에서 4°까지 변화한 경우를 시뮬레이션 하였고, 그 결과를 Fig. 3 과 Fig. 4 에 나타내었다. Fig. 3 은 비례상수 ζ_1 과 ζ_2 를 도시한 그림이며 시간에 따른 변화가 미소하므로 상수로 가정한 것이 어느 정도 타당하다고 볼 수 있으며, Fig. 4 는 대표적으로 전륜 우측 바퀴의 횡력의 변화율과 수직하중의 변화율을 비교한 것이며 횡가속도가 0.5g 이하에서는 매우 타당하다고 볼 수 있다.

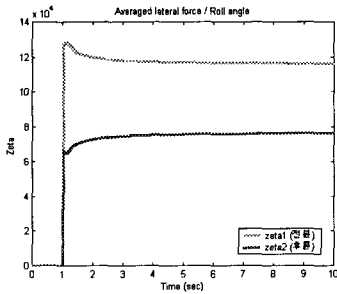


Fig. 3 Value of ζ_1 and ζ_2

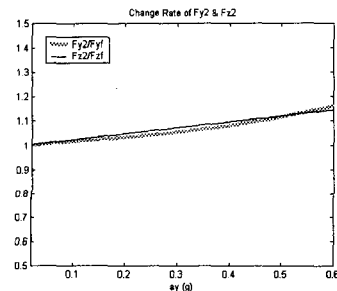


Fig. 4 F_{y2}/F_{yf} vs. F_{z2}/F_{zf}

결과적으로, 제안된 2 개의 관계식을 식 (29)에 적용하면 다음과 같은 차량 감지모델을 전개할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{r} \\ \dot{\phi} \\ \dot{p} \\ \dot{F}_{yf} \\ \dot{F}_{yr} \end{bmatrix} = [E]^{-1} \begin{bmatrix} \sum F_x + mrv_y - m_s e pr \\ \sum F_y - mrv_x \\ \sum M_z \\ p \\ \sum M_x + m_s e rv_x \\ \zeta_1 p \\ \zeta_2 p \end{bmatrix} \tag{35}$$

$$F_{yi} = F_{yf} \cdot \frac{F_{zi}}{F_{zf}}, \quad (i=1, 2) \tag{36}$$

$$F_{yi} = F_{yr} \cdot \frac{F_{zi}}{F_{zr}}, \quad (i=3, 4) \tag{37}$$

여기서 E 는 관성항을 포함한 행렬이며 Appendix 에 나타내었다. 즉, 식 (35)로 부터 전륜과 후륜의 평균 타이어 횡력 F_{yf} 와 F_{yr} 을 추정한 후 식 (36) 과 식 (37)의 수직하중 변화율을 이용하여 4 바퀴에 작용하는 횡력을 각각 계산하게 된다.

3.2 SKFMEC 의 적용

SKFMEC 를 이용하여 타이어 횡력을 추정하기 위해 차량 감지모델 식 (35)를 이용해 칼만 필터를 구성한 후 스케일링하고 모델오차 보상기를 적용하면 다음과 같다.

$$[S] \begin{bmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{\hat{F}}_{yf} \\ \dot{\hat{F}}_{yr} \end{bmatrix} = [S]f(\hat{x}, t) + K(y - \hat{y}) + G_p(r - \hat{r}) \tag{38}$$

$$\hat{y} = h(\hat{x}, t)$$

여기서 상태 변수는 $v_x, v_y, r, \phi, p, F_{yf}, F_{yr}$ 이며 출력 변수 y 는 a_x, a_y, r, p 이다. S 는 스케일링 행렬이고 Appendix 에 나타내었다. G_p 는 모델오차 보상기의 이득벡터이며, r 은 F_{yf} 와 F_{yr} 의 보상에 사용하였고 a_y 는 F_{z1}, F_{z2} 의 보상에 사용하며 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_{z1} &= \frac{mg}{2} \left[\frac{l_r}{l} - \frac{ha_x}{gl} - \frac{k_{\phi f}}{k_{\phi f} + k_{\phi r}} \left(\frac{ha_y}{2t_f g} - \frac{m_s e}{2mt_f} \sin \phi \right) \right] \\ &\quad + G_{y1}(a_y - \hat{a}_y) \\ F_{z2} &= \frac{mg}{2} \left[\frac{l_r}{l} - \frac{ha_x}{gl} + \frac{k_{\phi f}}{k_{\phi f} + k_{\phi r}} \left(\frac{ha_y}{2t_f g} - \frac{m_s e}{2mt_f} \sin \phi \right) \right] \\ &\quad + G_{y2}(a_y - \hat{a}_y) \end{aligned} \tag{39}$$

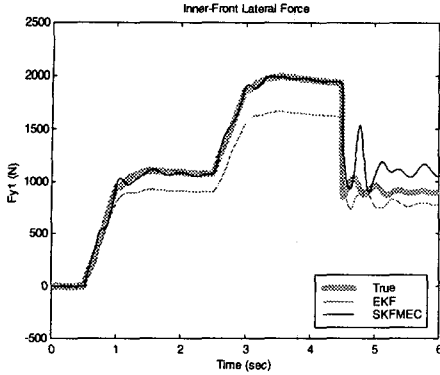


Fig. 5 Inner-front lateral force

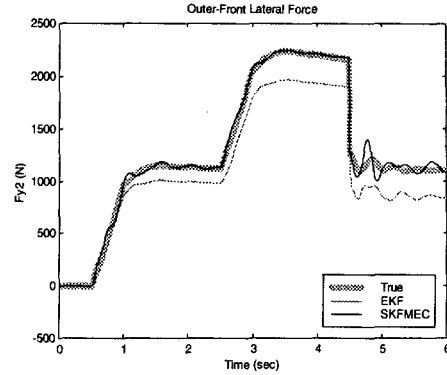


Fig. 6 Outer-front lateral force

여기서 수직하중의 계산은 Smith와 Starkey⁽⁹⁾가 제안한 방법을 사용하였으며, 이득벡터 G_p 와 이득값 G_{y1} , G_{y2} 는 최대의 외란이 가해졌을 때를 기준으로 하여 튜닝에 의해 최적값을 설정하였다.

SKFMEC 방법은 스케일링에 의해 칼만 필터 설계시의 문제점인 오차 상호분산 P 의 초기치와 잡음 상호분산 Q 값의 설정을 용이하게 할 수 있으며, 본 논문에서는 모든 상태 변수의 크기를 1 단위로 스케일링 하였고 이에 따라 P 값도 1 단위의 크기를 갖게 된다.

4. 시뮬레이션 결과

SKFMEC의 추정성능을 비교, 검토하기 위하여 제동과 조향이 동시에 이루어지면서 노면 마찰계수가 변하는 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행하였으며 특히, 플랜트 섭동시의 영향을 살펴보기 위해 차량의 질량을 증가시켰다. 본 논문에서 사용한 차량 데이터는 Ford의 FC/HVE 모델을 사용하였고 서스펜션은 McPherson strut이며 자세한 파라미터값은 기호설명에 나타내었다. 초기속도 70km/h에서 조향각을 1°에서 2°로 증가시키고 전후륜에 각각 60Nm와 40Nm의 제동 토크를 가했으며 노면 마찰계수는 1.1에서 0.2로 변화시키고 실제 차량의 질량을 200kg 증가시킨 경우에 대해 시뮬레이션 하였고, Fig. 3과 Fig. 4에 전륜에 대한 결과를 나타내었다.

그림에서 보면 SKFMEC가 과도상태나 정상상태에서 약간의 진동현상이 있으나 매우 우수한 성능을 나타내었다. 이는 실제 플랜트가 섭동된 상태에서도 실제값을 잘 추정하는 강한 특성을 나타내고 있으며, 칼만 필터의 성능을 개선했음을 볼 수 있다. 노면 마찰계수가 변하는 구간은 매우 비선형성이 강한 범위이며 이 구간에서도 크게 진동하지 않고 수렴하는 특성을 나타내었다.

5. 결론

차량의 조향성능 및 조향 안정성에 큰 영향을 미치는 타이어 횡력을 추정하기 위해 차량의 톨운동과 수직하중의 변화를 고려한 2가지 관계식을 제안하였고, 이 관계식을 사용하여 새로운 차량 감지모델을 유도하였으며 이 모델을 토대로 타이어 횡력 추정을 위한 관측기를 설계하였다. 특히, 칼만 필터의 성능을 개선하여 새롭게 제안하는 SKFMEC 방법을 이용하여 타이어 횡력을 추정하였고 그 결과 플랜트가 섭동되었을 때에도 강한 추정성능을 나타내었으며 설계 변수나 튜닝 요소도 적기 때문에 실제 적용할 수 있는 좋은 방법으로 평가되었다.

이러한 타이어 횡력 감지시스템은 추정된 횡력을 운전자뿐만 아니라 조향 제어장치에 전달하여 차량이 안전한 운행이 되도록 도와주는 역할을 하며, 이는 차세대 차량제어 시스템(AVCS)의 필수 기술이 될 것으로 기대된다.

후기

이 논문은 1999년 한양대학교 교내 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Masmoudi, R. A. and Hedrick, J. K., 1992, "Estimation of Vehicle Shaft Torque Using Nonlinear Observers," *ASME J. of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 114, pp. 394-400.
- (2) Ray, L. R., 1995, "Stochastic Decision and Control Parameters for IVHS," *ASME IMECE Advanced Automotive Technologies*, pp. 114-118.
- (3) Huh, K. and Kwak, B., 1997, "Evaluation of Discrete-Time Well-Conditioned State Observers," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 5, pp.

505~512.

- (4) Tu, J. F. and Stein, J. L., 1995, "On-Line Preload Monitoring for Anti-Friction Spindle Bearings of High-Speed Machine Tools," *ASME J. of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 117, pp. 43~53.
- (5) Tu, J. F. and Stein, J. L., 1998, "Model Error Compensation for Observer Design," *Int. J. Control*, Vol. 69, No. 2, pp. 329~345.
- (6) Moylan, P. J., 1977, "Stable Inversion of Linear Systems," *IEEE Transaction on Automatic Control*, Vol. 22, No. 1, pp. 74~78.
- (7) Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R., 1992, *Feedback Control Theory*, Chapter 2, Macmillan.
- (8) Bakker, E., Pacejka, H. B. and Lidner, L., 1989, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," *SAE 890087*, pp. 83~95.
- (9) Smith, D. E. and Starkey, J. M., 1995, "Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 24, pp. 163~181.

부 록

$$\sum F_x = \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) + \sum_{i=3}^4 F_{xi}$$

$$\sum F_y = \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) + \sum_{i=3}^4 F_{yi}$$

$$\begin{aligned} \sum M_z &= l_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) - l_r \sum_{i=3}^4 F_{yi} \\ &+ t_f \sum_{i=1}^2 (-1)^i (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) \\ &+ t_r \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_{xi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_x &= h_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) \\ &+ h_r \sum_{i=3}^4 F_{yi} - k_\phi \phi - c_\phi p \end{aligned}$$

$$E = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & -m_s e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_s e & 0 & 0 & I_x + m_s e^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$S = \text{diag} [10^{-1} \quad 10 \quad 10 \quad 10^3 \quad 10^2 \quad 10^{-3} \quad 10^{-3}]$$