

# 타이어-차량 인터랙티브 모델 기반 인휠 모터 차량의 요레이트 제어

오 지 열<sup>1)</sup> · 최 세 범<sup>2)</sup>

한국과학기술원 기계공학과<sup>1)</sup>

## Yaw Rate Control of a In-Wheel-Motored Vehicle based on Tire-Vehicle Interactive Model

Jiyeol Oh<sup>1)</sup> · Seibum Choi<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology,  
291 Daehak-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34141, Korea

**Abstract** : The motion of a vehicle is determined by the friction forces generated by the interaction of the tire and the road surface. Therefore, a quantitative model which describes the tire force characteristics properly is necessary for vehicle motion control. In previous studies, individual tire models which have tire longitudinal slip, tire side slip angle, and tire vertical load of each tire as its arguments have been used for vehicle motion control. However, those conventional models have a limitation that the dependency of tire vertical load on tire longitudinal slip ratio is ignored because they treat tire vertical load as an independent variable from tire slip variables. This study proposed a tire-vehicle interactive model by which the interaction between tires and the vehicle via load transfer is internally considered. Brush tire model was adopted to take combined-slip effect of tire into consideration in the integration of proposed tire model. In addition, direct yaw moment controller (DYC) with optimal torque distribution in vehicle-level was designed based on the proposed tire model. The verification and comparison of the controller were performed for double lane change (DLC) maneuver in Matlab/Simulink/CarSim simulation environment. Simulation results indicate that the controller based on the proposed model improves yaw rate tracking performance in comparison with the controller based on the conventional brush tire model.

**Key words** : Direct yaw moment control(직접 요 모멘트 제어), Torque distribution strategy(토크 분배 전략), Tire-vehicle interactive model(타이어-차량 인터랙티브 모델), Load transfer(하중 이동), Combined-slip effect(복합 슬립 효과)

### Nomenclature

$m$  : vehicle total mass, kg

$a_x$  : longitudinal acceleration of vehicle CG,  $m/s^2$

$a_y$  : lateral acceleration of vehicle CG,  $m/s^2$

$v_x$  : longitudinal speed of vehicle CG, m/s

$v_y$  : lateral speed of vehicle CG, m/s

$\beta$  : vehicle body side slip angle, rad

$\gamma$  : vehicle yaw rate, rad/s

$F_{xij}$  : tire longitudinal force, N

$F_{yij}$  : tire lateral force, N

$F_{zij}$  : tire vertical load, N

$\delta_{ij}$  : road wheel steer angle, rad

$\lambda_{ij}$  : tire longitudinal slip ratio

$\alpha_{ij}$  : tire side slip angle, rad

$L$  : distance from front axle to rear axle

$l_f$  : distance from front axle to vehicle CG

- $l_r$  : distance from vehicle CG to rear axle
- $t$  : vehicle half track, m
- $h_{cg}$  : height of vehicle CG from ground, m
- $r_e$  : effective radius, m
- $\mu$  : tire-road friction coefficient
- $NC_x$  : normalized tire longitudinal stiffness, N
- $NC_y$  : normalized tire cornering stiffness, N/rad
- $K_f$  : roll stiffness compensation coefficient for front axle
- $K_r$  : roll stiffness compensation coefficient for rear axle

**Subscripts**

$ij$  : fl, rl, fr, rr = front left, rear left, front right, rear right

**1. 서론**

기술과 산업의 발전에 따라 자동차는 현대인의 삶에 필수적인 요소로 자리매김했다. 이에 따라 차량의 주행 성능과 안전성 개선을 위해 차량의 거동과 관련된 여러 가지 제어 기술들이 함께 개발되어 왔다. 이러한 제어 기술들이 대표적인 적용 예시로는 개별 타이어의 과도한 슬립을 막음으로써 타이어의 접지 성능을 확보하는 잠김 방지 제동 장치(Anti-lock Braking System, ABS)와 구동력 제어 장치(Traction Control System, TCS), 그리고 차량에 가해지는 요 모멘트를 제어함으로써 차량의 횡방향 안정성을 보장하고 차량이 운전자의 의도대로 움직일 수 있게끔 도와주는 차체 자세 제어 장치(Electronic Stability Control, ESC) 등이 있다.<sup>1,2)</sup>

ESC의 요 모멘트 제어를 실현하는 방법으로는 활용되는 액추에이터의 종류에 따라 좌우 바퀴에 불균형한 브레이크를 가하는 차등 제동(differential braking), 좌우 바퀴에 불균형한 구동력 분배를 수행하는 능동 토크 분배(active torque distribution), 운전자의 조향 입력에 더하여 추가적인 조향을 가해주는 능동 조향(active steering)의 크게 3가지가 존재한다.<sup>2)</sup> 이중에 능동 조향을 제외하고 차등 제동과 능

동 토크 분배만을 사용하여 요 모멘트 제어를 수행하는 것을 가리켜 직접 요 모멘트 제어(Direct Yaw moment Control, DYC)라고 일컫는다. 본 연구는 네 바퀴의 독립적인 구동과 제동이 가능한 인휠 모터 전기차의 DYC 토크 분배 전략을 연구 대상으로 삼고 있다.

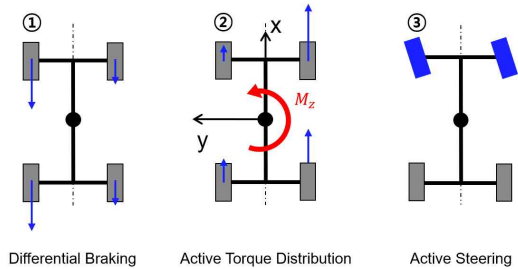


Fig. 1 액추에이터 종류에 따른 3가지 차량 요 모멘트 제어

차량의 거동은 노면과 타이어의 상호작용으로 발생하는 타이어 마찰력에 의해 결정된다. 따라서 차량의 적절한 제어를 위해서는 타이어의 특성에 대한 이해가 필요하고, 타이어 마찰력에 대한 정량적인 모델이 필요하다. 가장 흔히 사용되는 타이어 마찰력 모델은 선형 타이어 모델로, 해당 모델에서는 타이어의 종방향 마찰력  $F_x$ 와 횡방향 마찰력  $F_y$ 가 서로 독립이라는 것과, 각각 타이어 종방향 슬립을  $\lambda$ 와 타이어 횡방향 슬립각  $\alpha$ 에 대해 선형 비례임을 가정한다. 이때  $C_x$ 와  $C_y$ 는 각각 타이어 종방향 강성계수와 타이어 코너링 강성계수를 의미하며, 일반적으로 수직 하중에 비례하는 모습을 보인다.

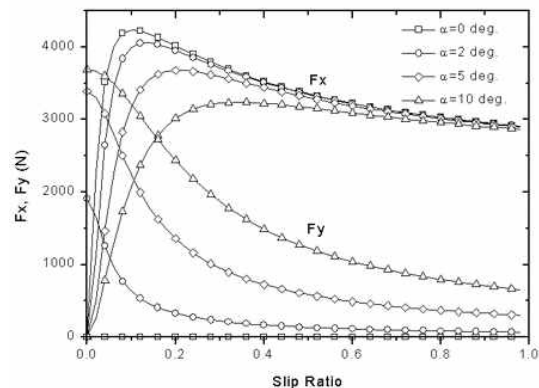


Fig. 2 타이어 종방향 슬립에 따른 타이어 마찰력 변화

\* 오지열, E-mail: wlduf3187@kaist.ac.kr

$$\begin{aligned} F_x &= C_x(F_z)\lambda \\ F_y &= -C_y(F_z)\alpha \end{aligned} \quad (1)$$

타이어 마찰력은 실제로 저슬립 구간에서 슬립에 대해 선형적으로 비례하는 모습을 보이기 때문에 저슬립 구간에서 선형 타이어 모델은 타이어 마찰력을 묘사하는 굉장히 효율적인 모델이다. 하지만 타이어 슬립이 커질수록 타이어는 비선형적인 모습을 보이고, 선형 타이어 모델은 이러한 비선형 구간에서 타이어의 힘을 제대로 묘사하지 못한다. 또한 타이어의 힘이 종방향과 횡방향으로 결합되어 있는 타이어의 복합슬립 효과 역시 전혀 고려하지 못한다는 한계가 있다. 이러한 타이어의 비선형적 특성과 복합슬립 효과를 반영하기 위해 복합슬립 타이어 모델이 사용된다.<sup>3,4)</sup> 대표적인 복합슬립 타이어 모델로는 MF (Magic Formula) 타이어 모델, 브러시 (Brush) 타이어 모델, 덕오프(Dugoff) 타이어 모델, 루그레(LuGre) 타이어 모델 등이 있다.

타이어 모델은 토크 분배 과정에서 각 바퀴 타이어 마찰력에 대한 피드 포워드 모델로서 사용될 수 있다. 이때 타이어 마찰력은 타이어 모델을 통해 종방향 슬립을  $\lambda$ 와 횡방향 슬립각  $\alpha$ , 타이어 수직 하중  $F_z$ 에 대한 함수로 표현이 되고, 하위 제어기는 주어진 구속 조건을 만족시키면서 비용 함수를 최소화시키도록 결정 변수  $\lambda$ 의 바퀴에 대한 적화를 진행하게 된다.

최적화 과정에서는 각 바퀴 타이어의 종방향 슬립율에 대한 타이어 마찰력의 편미분 정보  $\frac{\partial F_x}{\partial \lambda}$ ,  $\frac{\partial F_y}{\partial \lambda}$ 가 사용되는데, 기존의 타이어 모델에서는 타이어 마찰력의 표현에 사용되는 변수  $\lambda$ ,  $\alpha$ ,  $F_z$ 가 모두 독립으로 취급되었다. 하지만 실제로는  $\lambda$ 의 변화를 통해  $F_x$ ,  $F_y$ 가 변하게 되면 차량의 가속도가 변하게 되고 이로 인해 각 타이어에 가해지는 수직 하중  $F_z$  역시 변하게 된다. 이는 다시 말하면 기존의 연구들은 타이어의 종방향 슬립율  $\lambda$ 와 수직 하중  $F_z$  사이의 의존성, 즉  $\frac{\partial F_z}{\partial \lambda}$ 를 무시한 개별 바퀴 레벨에서의 최적화를 진행한 것이라 할 수 있다.

본 연구에서는 개별 바퀴 레벨의 최적화가 아닌

전체 차량 레벨에서의 최적 제어를 수행하고자 하였다. 이를 위해 복합슬립 타이어 모델인 브러시 타이어 모델을 개선하여 이러한 타이어의 종방향 슬립율  $\lambda$ 와 수직 하중  $F_z$  사이의 의존성을 고려하는 타이어-차량 인터랙티브 모델 혹은 통합 타이어 모델을 제안하고, 이를 통해 최적 토크 분배를 수행함으로써 직접 요 모멘트 제어기의 성능을 개선하고자 한다.

## 2. 통합 타이어 모델 구성

본 장에서는 제안하고자 하는 통합 타이어 모델의 구성을 위해 사용된 차량의 평면 운동 방정식과 하중 이동 모델, 타이어 모델이 가정과 함께 소개된다. 이후 모델의 통합을 통해 타이어의 종방향 슬립율  $\lambda$ 와 수직 하중  $F_z$  사이의 의존성을 고려하는 타이어-차량 인터랙티브 모델이 제안된다.

### 2.1 차량 운동 방정식

차량의 운동 방정식은 수직 방향과 롤, 피치 방향의 움직임을 고려하지 않는 평면 운동 방정식으로 표현될 수 있다. 이때 각 바퀴 타이어 마찰력  $F_{xij}$ ,  $F_{yij}$ 는 바퀴의 회전 중심에서 지면에 수선을 내린 지점에 작용한다고 가정한다.

$$\begin{aligned} m a_x &= F_{xfl} \cos(\delta_{fl}) - F_{yfl} \sin(\delta_{fl}) + F_{xrl} \cos(\delta_{rl}) - F_{yrl} \sin(\delta_{rl}) \\ &+ F_{xfr} \cos(\delta_{fr}) - F_{yfr} \sin(\delta_{fr}) + F_{xrr} \cos(\delta_{rr}) - F_{yrr} \sin(\delta_{rr}) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} m a_y &= F_{xfl} \sin(\delta_{fl}) + F_{yfl} \cos(\delta_{fl}) + F_{xrl} \sin(\delta_{rl}) + F_{yrl} \cos(\delta_{rl}) \\ &+ F_{xfr} \sin(\delta_{fr}) + F_{yfr} \cos(\delta_{fr}) + F_{xrr} \sin(\delta_{rr}) + F_{yrr} \cos(\delta_{rr}) \end{aligned} \quad (3)$$

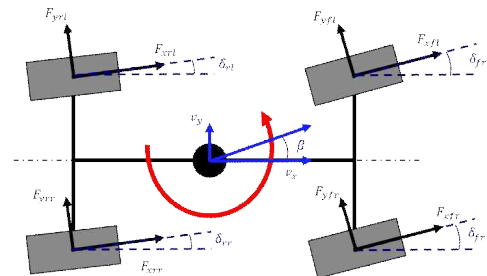


Fig. 3 평면 차량 모델

## 2.2 하중 이동 모델

타이어에 가해지는 수직 하중은 정적 강체 가정에 기반한 모멘트 평형식으로부터 얻어지는 하중 이동 모델을 사용한다. 본 논문에서는 정적 강체 가정을 기반한 하중 이동 모델을 롤 강성 보정 계수를 통해 보정한 식을 활용하였다.<sup>5,6)</sup>

$$\begin{aligned}
 F_{zfl} &= \frac{l_r}{2L}mg - \frac{h_{cg}}{2L}ma_x - K_f \frac{h_{cg}}{t_f}ma_y \\
 F_{zrl} &= \frac{l_f}{2L}mg + \frac{h_{cg}}{2L}ma_x - K_r \frac{h_{cg}}{t_r}ma_y \\
 F_{zfr} &= \frac{l_r}{2L}mg - \frac{h_{cg}}{2L}ma_x + K_f \frac{h_{cg}}{t_f}ma_y \\
 F_{zrr} &= \frac{l_f}{2L}mg + \frac{h_{cg}}{2L}ma_x + K_r \frac{h_{cg}}{t_r}ma_y
 \end{aligned} \quad (4)$$

## 2.3 타이어 모델

타이어의 마찰력을 묘사하는 가장 단순한 모델은 선형 타이어 모델이다. 하지만 선형 타이어 모델은 타이어의 복합슬립 효과를 반영하지 못하고, 타이어가 포화될수록 정확도가 급격하게 저하된다는 단점을 갖는다. 따라서 본 연구에서는 복합슬립 효과를 반영하면서도 통합 타이어 모델에 활용될 수 있을 정도로 복잡도가 높지 않은 브러시 타이어 모델이 사용되었다.

$$F = \begin{cases} f - \frac{1}{3\mu F_z}f^2 + \frac{1}{27\mu^2 F_z^2}f^3 & \text{for } f \leq 3\mu F_z \\ \mu F_z & \text{else} \end{cases}$$

where  $F_x = \frac{f_x}{f}$ ,  $F_y = -\frac{f_y}{f}$ ,  $f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$

and  $f_x = C_x \frac{\lambda}{1+\lambda}$ ,  $f_y = -C_y \frac{\tan \alpha}{1+\lambda}$  (5)

## 2.4 모델 통합

차량의 운동 방정식과 하중 이동 모델, 브러시 타이어 모델의 총 3가지 방정식은 타이어 슬립 변수와 수직 하중, 타이어 마찰력, 차량의 가속도를 매개로 하여 서로 물고 물리는 순환적 관계를 이루고 있다. 이때 타이어 마찰력  $F_x$ ,  $F_y$ 를 표현함에 있어  $F_z$ 를 소거시키게 되면 타이어 수직 하중  $F_z$ 를 상수로 취

급하는 개별 바퀴의 독립적인 타이어 마찰력 모델이 아닌, 한 바퀴의 타이어 마찰력을 표현하는 데에 네 바퀴의 슬립 변수들이 모두 사용되는 차량 레벨의 타이어 마찰력 모델이 만들어지게 된다. 순환 관계에 대한 연립 방정식은 매트랩의 **symbolic solver**를 통해 풀어졌다. 통합 타이어 마찰력 식은 결과적으로 네 바퀴에서 발생하는 타이어의 종방향 및 횡방향 마찰력은 수직 하중의 변화를 매개로 하여 서로 상호작용을 하고 있음을 암시한다.

$$\begin{aligned}
 F_{x,ij} &= fcn(\lambda_{fl}, \lambda_{rl}, \lambda_{fr}, \lambda_{rr}, \alpha_{fl}, \alpha_{rl}, \alpha_{fr}, \alpha_{rr}) \\
 F_{y,ij} &= fcn(\lambda_{fl}, \lambda_{rl}, \lambda_{fr}, \lambda_{rr}, \alpha_{fl}, \alpha_{rl}, \alpha_{fr}, \alpha_{rr})
 \end{aligned} \quad (6)$$

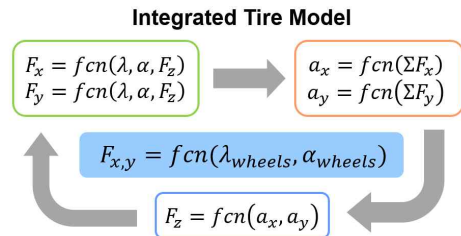


Fig. 4 통합 타이어 모델의 구성

이때 통합 타이어 모델을 구성함에 있어 사용된 가정들은 다음과 같다.

- $\delta_{fl} \approx \delta_{fr} \approx \delta_f$ ,  $\delta_{rl} \approx \delta_{rr} \approx 0$
- $\alpha_{fl} \approx \alpha_{fr} \approx \alpha_f$ ,  $\alpha_{rl} \approx \alpha_{rr} \approx \alpha_r$
- $F_{x,drag} \approx 0$ ,  $C_x \propto F_z$ ,  $C_y \propto F_z$

선형 타이어 모델 및 브러시 타이어 모델, 그리고 통합 타이어 모델의 특성은 아래 Fig. 5와 같이 정리될 수 있다.

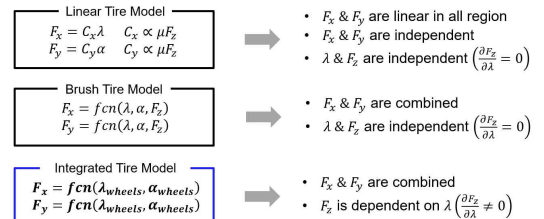


Fig. 5 타이어 모델

### 3. 직접 요 모멘트 제어기 설계

본 장에서는 제 2장에서 제안한 통합 타이어 모델에 기반하여 최적 토크 분배를 수행하는 직접 요 모멘트 제어기를 설계한다. 직접 요 모멘트 제어기는 차량이 횡방향 안정성을 잃지 않고 운전자의 의도대로 움직일 수 있게끔 추가적인 요 모멘트를 가함으로써 운전자를 보조한다. 이를 위해 상위 제어기가 운전자의 페달 입력과 조향 입력으로부터 운전자의 의도를 정량적으로 해석하고, 차량의 횡방향 상태를 나타내는 요레이트  $\dot{\gamma}$ 를 목표값으로 보내기 위해 차량이 필요로 하는 요 모멘트  $M_{z,des}$  값을 계산한다. 하위 제어기는 각 바퀴의 모터 토크 분배 제어를 통해 상위 제어기에서 요구한 요 모멘트 목표값을 등식 구속 조건으로 만족시킴과 동시에 주어진 비용 함수를 최소화시키는 최적 제어를 수행한다. 직접 요 모멘트 제어기의 최종 목표는 차량의 횡방향 상태를 대변하는 요레이트를 목표값으로 보내는 추종 제어라고 할 수 있다.

#### 3.1 상위 제어기

상위 제어기의 설계를 위해 선형 자전거 모델이 사용되었다. 이때 운전자가 의도한, 차량이 가져야 할 요레이트 목표값은 선형 자전거 모델의 정상 상태 선회 거동을 목표로 하여 식 (8)와 같이 얻어질 수 있다.<sup>7)</sup>

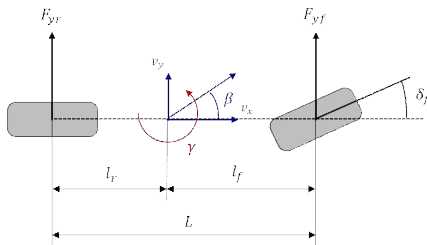


Fig. 6 선형 자전거 모델

$$\begin{aligned}
 m v_x (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) &= F_{yf} + F_{yr} \\
 I_{zz} \dot{\gamma} &= M_z = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} \\
 F_{yf} &= -C_{yf} \alpha_f, \quad F_{yr} = -C_{yr} \alpha_r \\
 \text{where } C_{yf} &= -N C_y F_{zf}, \quad C_{yr} = -N C_r F_{zr}
 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned}
 \gamma_d &= \frac{v_x}{L + K_{us} v_x^2} \frac{1}{\tau s + 1} \delta_f \\
 |\dot{\gamma}_d| &\leq \frac{\mu g}{v_x}
 \end{aligned} \quad (8)$$

본 연구에서는 선형 자전거 모델에 기반한 간단한 슬라이딩 모드 제어기를 상위 제어기로서 채택하였다. 먼저 요레이트 목표값은 흔히 사용되는 선형 자전거 모델에 기반한 정상 상태 선회 거동을 통해 아래와 같이 얻어질 수 있다.<sup>8)</sup>

$$\begin{aligned}
 s &= \gamma - \gamma_d \\
 \dot{s} &= -Ks = \dot{\gamma} - \dot{\gamma}_d \\
 I_{zz} \dot{\gamma} &= I_{zz} \dot{\gamma}_d - Ks = M_{z,des} \\
 M_{z,des} &= I_{zz} \dot{\gamma}_d - Ks
 \end{aligned} \quad (9)$$

본 연구에서 상위 제어기는 하위 제어기에 요 모멘트의 목표값에 더하여 차량이 요구하는 종방향 힘의 목표값  $F_{x,des}$ 을 계산하여 전달한다. 실제 차량에서 이는 단순히 운전자의 가속 페달 입력, 브레이크 페달 입력으로부터 운전자가 원하는 차량의 가속도를 구하여 얻어질 수도 있지만, 본 연구에서는 미리 정해진 목표 속도의 추종 제어를 위해 에러의 적분값에 초기화 조건을 설정한 PI 제어기가 사용되었다.

#### 3.2 하위 제어기

하위 제어기는 상위 제어기로부터 요구받은 요 모멘트와 종방향 힘을 실현시키기 위한 각 바퀴의 타이어 마찰력  $F_x, F_y$ 의 값을 분배하여 결정하는 역할을 맡는다. 분배된 타이어 종방향 마찰력을 실현시키기 위한 각 바퀴 인휠 모터 토크의 레퍼런스는 식 (10)과 같이 결정된다. 이때 인휠 모터 혹은 능동 토크 분배를 가능하게 하는 전자식 차동 제한 장치 (electrical Limited Slip Differential, e-LSD)와 같은 장비를 탑재한 차량은 네 바퀴에 가해지는 구동 토크를 독립적으로 제어할 수 있으므로 4개의 자유도를 갖게 된다. 따라서 상위 제어기에서 요구하는 요 모멘트 목표값과 종방향 힘 목표값은 부등식 구속조

건과 충돌하는 경우를 제외하면 항상 만족될 수 있다. 본 연구에서 모터 토크 분배는 구속 조건이 있는 비선형 최적화 문제로 표현되었고, 이를 푸는 것에는 매트랩에 내장된 비선형 최적화 솔버인 `fmincon`의 SQP (Sequential Quadratic Programming) 알고리즘이 채택되었다.

$$T_{m,cmd} = r_e F_{x,cmd} \quad (10)$$

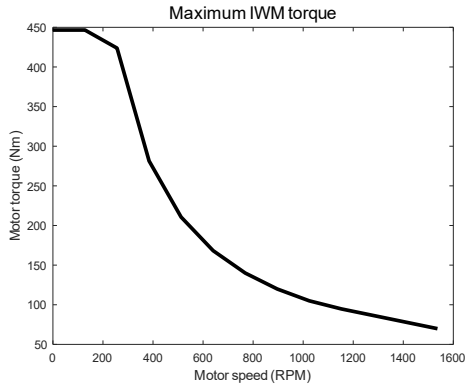


Fig. 7 시뮬레이션에 사용된 인휠 모터 최대 토크

### 3.2.1 비용 함수

비용 함수는 각 바퀴 타이어의 작업 부하의 합을 사용하였다.<sup>5,6)</sup> 이러한 비용 함수의 설정은 특정 바퀴의 과도한 포화를 방지하여 안전성 측면에서 강한 제어를 수행한다.

$$\begin{aligned} \min_{\lambda_{ij}} J &= \sum_{ij=f,l,r,l,fr,rr} \frac{F_{xij}(\lambda_{ij})^2 + F_{yij}(\lambda_{ij})^2}{\mu^2 F_{zij}^2} \\ &\approx \sum_{ij=f,l,r,l,fr,rr} \left( \frac{C_x}{3\mu F_z} \right)^2 \left( \frac{\lambda_{ij}}{1+\lambda_{ij}} \right)^2 + \left( \frac{C_y}{3\mu F_z} \right)^2 \left( \frac{\tan \alpha_{ij}}{1+\lambda_{ij}} \right)^2 \end{aligned} \quad (11)$$

### 3.2.2 등식 구속조건

상위 제어기는 하위 제어기에 차량이 요구하는 요 모멘트와 종방향 힘의 목표값을 전달하고, 이는 각 바퀴에서 생성되는 타이어 마찰력으로 인해 차량이 얻게 되는 요 모멘트 및 종방향 힘의 합과 같게끔 등식 구속조건으로 사용된다.

$$\begin{aligned} \sum_{ij=f,l,r,l,fr,rr} M_{zij,DYC} &= M_{z,des} \\ \sum_{ij=f,l,r,l,fr,rr} F_{xij,DYC} &= F_{x,des} \end{aligned} \quad (12)$$

### 3.2.3 부등식 구속조건

인휠 모터의 토크 제어는 모터의 최대 토크와 노면 마찰력 한계를 고려하여 이루어져야 한다. 이때 인휠 모터의 최대 토크는 모터 회전 속도에 따른 함수로 시뮬레이션에 사용한 내장 모터의 제원을 참고하였다. 노면 마찰력 한계는 각 바퀴의 타이어 마찰력의 물리적 한계값을 넘지 않도록 설정하고, 이는 타이어 마찰력 모델을 사용하는 경우 타이어 마찰력을 대신하여 슬립 변수들을 통해 동일한 구속 조건을 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} -T_{m,max} &\leq T_m \leq T_{m,max} \\ \text{where } T_{m,max} &= fcn(\text{motor speed}) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{\mu F_z} = \frac{\sqrt{C_x^2 \left( \frac{\lambda}{1+\lambda} \right)^2 + C_y^2 \left( \frac{\tan \alpha}{1+\lambda} \right)^2}}{3\mu F_z} \leq 1 \quad (14)$$

## 4. 시뮬레이션 결과

본 장에서는 제 3장에서 구성한 통합 타이어 모델 기반 직접 요 모멘트 제어기의 성능을 검증하고 이를 기존의 브러시 타이어 모델 기반 제어기와 비교하였다. 제안된 제어기는 마른 아스팔트( $\mu = 0.85$ )와 젖은 아스팔트( $\mu = 0.5$ ) 위에서의 차량의 속도를 90km/h로 유지하는 이중 차선 변경(Double Lane Change, DLC) 거동에 대해 시뮬레이션이 진행되었다. 이때 조향 제어는 카심 시뮬레이션의 내장된 운전자 모델을 사용하였다. 시뮬레이션 결과는 아래와 같다.

먼저 마른 아스팔트에서 DLC 거동을 수행한 결

Table 1. 시뮬레이션 결과

yaw rate $\gamma$ RMSE [rad/s]	BTM	ITM
dry asphalt ( $\mu = 0.85$ )	0.0175	0.0126
dry asphalt ( $\mu = 0.5$ )	0.0131	0.0095

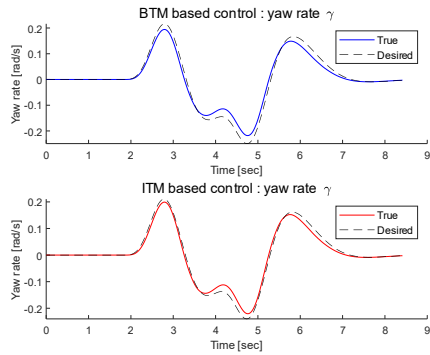


Fig. 7 DLC @ 90km/h,  $\mu = 0.85$ , 요레이트

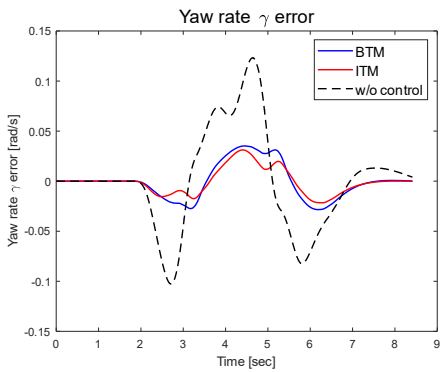


Fig. 7 DLC @ 90km/h,  $\mu = 0.85$ , 요레이트 오차

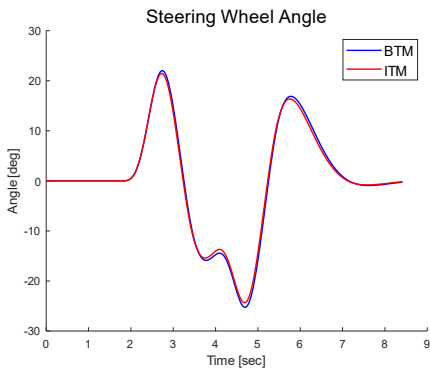


Fig. 9 DLC @ 90km/h,  $\mu = 0.85$ , 조향각 입력

과, 통합 타이어 모델을 사용했을 때의 요레이트 RMS 오차는 0.0126 rad/s로 브러시 타이어 모델을 사용했을 때의 0.0175 rad/s보다 약 28%만큼의 요레이트 추종 성능 개선이 이루어졌다. 젖은 아스팔트에서 DLC 거동을 수행한 결과, 통합 타이어 모델

사용했을 때의 요레이트 RMS 오차는 0.0095 rad/s

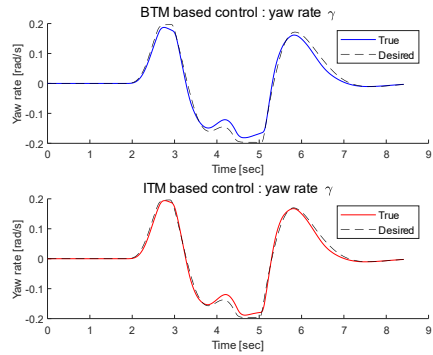


Fig. 10 DLC @ 90km/h,  $\mu = 0.5$ , 요레이트

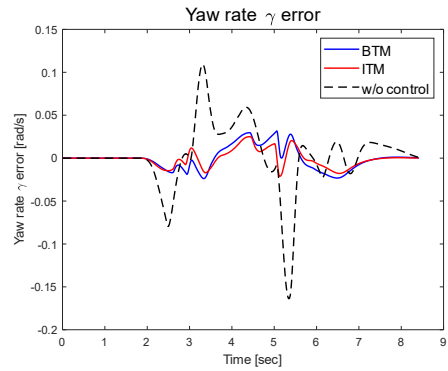


Fig. 11 DLC @ 90km/h,  $\mu = 0.5$ , 요레이트 입력

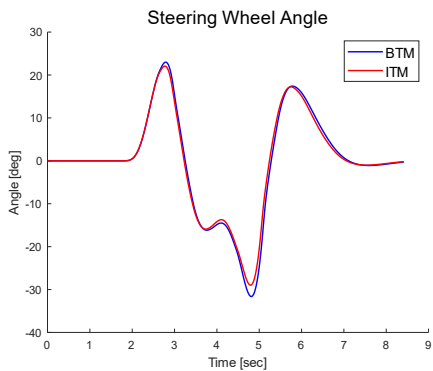


Fig. 12 DLC @ 90km/h,  $\mu = 0.5$ , 조향각 입력

로 브러시 타이어 모델을 사용했을 때의 0.0131 rad/s보다 약 27%만큼의 요레이트 추종 성능 개선이 이루어졌다.

또한 두 노면에서 모두 카심에 내장된 페회로

(closed-loop) 운전자 모델을 통해 생성된 조향각 입력이 줄어든 것을 관찰할 수 있다. 이는 통합 타이어 모델을 사용하였을 때가 브러시 타이어 모델의 경우보다 더 적은 조향 입력으로 해당 DLC 거동을 수행할 수 있다는 것을 의미하고, 제안된 모델을 사용함으로써 차량의 조향 성능(handling performance)이 개선된 것으로 해석할 수 있다.

## 5. 결론

본 논문에서는 차량의 지배 방정식과 하중 이동 모델, 브러시 타이어 모델을 연립함으로써 타이어의 복합슬립 효과와 하중 이동을 매개로 한 타이어와 차량의 상호작용을 고려한 통합 타이어 모델을 제안하였다. 기존의 단일 타이어 모델에서 수직 하중은 추정값이 사용되어 상수로 취급되는 것과 달리, 통합 타이어 모델에서의 수직 하중은 타이어 종방향 슬립률에 대한 의존성을 내부적으로 고려할 수 있었다. 제안한 모델을 통해 인휠 모터 차량의 횡방향 안정성 및 주행 성능의 개선을 위한 *DYC* 제어를 수행한 결과, 토크 분배 과정에서 개별 바퀴 레벨이 아닌 차량 레벨에서 최적화가 이루어짐으로 인해 기존의 브러시 타이어 모델에 비해 좋은 요레이트 추종 성능을 보임을 확인할 수 있었다.

## 5. 후 기

이 연구는 2022년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비 지원(‘20010263); 한국 정부(MSIP)가 지원하는 한국 연구 재단(NRF) 연구비 지원(No. 2020R1A2B5B0100153112); 산업기술혁신사업 캐빈교체형 자율셔틀 공용새시플랫폼 기술 개발 연구비 지원(No. 20014983)에 의한 연구임.

## References

- 1) J. N. Dang, "Preliminary results analyzing the effectiveness of electronic stability control (esc) systems," US Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, Tech. Rep., 2004.
- 2) H. E. Tseng, B. Ashrafi, D. Madau, T. A. Brown, and D. Recker, "The development of vehicle stability control at ford," *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, vol. 4, no. 3, pp. 223-234, 1999.
- 3) H. Pacejka, *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005.
- 4) M. Choi, and S. B. Choi, "Model predictive control for vehicle yaw stability with practical concerns," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 63, no. 8, pp. 3539-3548, 2014.
- 5) O. Mokhiamar and M. Abe, "Simultaneous optimal distribution of lateral and longitudinal tire forces for the model following control," *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, vol. 126, no. 4, pp. 753-763, 2004.
- 6) N. Ando and H. Fujimoto, "Yaw-rate control for electric vehicle with active front/rear steering and driving/braking force distribution of rear wheels," in *2010 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control (AMC)*. IEEE, 2010, pp. 726-731.
- 7) G. Park, K. Han, K. Nam, H. Kim, and S. B. Choi, "Torque vectoring algorithm of electronic-four-wheel drive vehicles for enhancement of cornering performance," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 69, no. 4, pp. 3368-3679, 2020.
- 8) S. Yim, W. Cho, J. Yoon, and K. Yi, "Optimum distribution of yaw moment for unified chassis control with limitations on the active front steering angle," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 11, no. 5, pp. 665-672, 2010.