

## 회생제동과 EBD를 이용한 4WD HEV의 차량 안정성 제어

김 동 현<sup>1)</sup> · 김 현 수<sup>\*2)</sup>

성균관대학교 대학원<sup>1)</sup> · 성균관대학교 기계공학부<sup>2)</sup>

### Vehicle Stability Control for a 4WD HEV using Regenerative Braking and Electronic Brake Force Distribution

Donghyun Kim<sup>1)</sup> · Hyunsoo Kim<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup>Graduate Student, Sungkyunkwan University, Gyeonggi 440-746, Korea

<sup>2)</sup>School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Gyeonggi 440-746, Korea

(Received 15 March 2004 / Accepted 30 October 2004)

**Abstract** : A vehicle stability control logic for 4WD hybrid electric vehicle is proposed using the regenerative braking of the rear motor and electronic brake force distribution module. Performance of the stability control logic is evaluated for J-turn and single lane change. It is found from the simulation results that the regenerative braking at rear motor is able to provide improved stability compared with the vehicle performance without any stability control. Additional improvement can be achieved by applying the regenerative braking plus electronic brake force distribution control. It is expected that the regenerative braking offers additional improvement of the fuel economy as well as the vehicle stability control.

**Key words** : 4 wheel drive(4륜구동), Hybrid electric vehicle(하이브리드 전기 자동차), Regenerative braking(회생 제동), Direct yaw moment control(요 모멘트 제어), Vehicle stability control(차량 안정성 제어)

#### Nomenclature

$\beta$  : side slip angle, rad  
 $\gamma$  : yaw rate, rad/s  
 $\delta$  : steering wheel angle, rad

#### Subscripts

$f_r, f_l, r_r, r_l$  : front right, front left, rear right, rear left  
 $x, y$  : longitudinal, lateral direction

#### 1. 서론

최근의 자동차 시장은 동력 성능뿐만 아니라, 안정성까지 함께 갖춘 차량의 개발을 요구하고 있다. 차량 안정성 확보를 위한 ABS(anti-lock braking system), TCS(traction control system), 4WS(4 wheel steering), 4WD(4 wheel drive) 등과 같은 active safety 시스템은 사고를 예방하여 운전자로 하여금 주행 편의성과 차량 성능에 신뢰성을 갖게 하는 기술로서 많은 연구가 수행되어 왔다.

이와 같은 active safety 시스템에 대한 연구는 크게 브레이크 제어와 토크 가변 제어의 형태로 진행되어왔다. 지금까지의 대부분의 차량 안전 시스템은 브레이크 제어를 사용하였으나, 이는 차량의 속

\*To whom correspondence should be addressed.  
hskim@me.skku.ac.kr

도를 떨어뜨려 차량성능을 저하시킨다. 반면에 토크 가변 제어는 차량 성능의 저하는 발생하지 않으나 토크 제어가 어렵고 타이어 마모가 커져 일정 속도 이상에서는 사용하기 힘들다는 단점이 있다.<sup>1)</sup>

최근에는 토크 가변제어 보다는 브레이크 제어를 이용한 VDC(vehicle dynamic control) 혹은 ESP(electronic stability program) 등과 같은 주행 제어 안전 시스템이 개발되고 있다. 주행 제어 안전 시스템이란 주행 중 운전자가 도로의 상황을 잘못 판단하거나, 갑작스런 장애물 및 split- $\mu$  노면 등의 예상치 못한 상황으로 인하여 운전자가 차량의 주행 방향을 신속히 제어하기 힘든 경우, 차량을 제어하여 운전자가 원하는 곳으로 차량의 주행 방향을 안정적으로 유도하는 것으로 기존의 차량 안전 시스템의 단점을 보완한 보다 향상된 기술이다. 이러한 차량 안전성 제어로직 개발에 대한 기존 연구로는 각 휠의 제동력 제어에 의한 direct yaw moment를 이용하는 방법,<sup>2)</sup> 각 휠의 슬립 및 스핀을 제어하는 방법,<sup>3,4)</sup> 등이 사용된 바 있다.

한편 4WD 기술은 과거에는 off-road 차량에만 적용되었으나 최근 RV(recreation vehicle) 및 SUV(sports utility vehicle)의 수요가 폭발적으로 증가함에 따라 그 적용 범위가 크게 확대되고 있고, 전 세계 선진 자동차 회사들은 동력 성능과 경제성이 뛰어난 4WD 차량 개발을 위하여 많은 연구 투자를 해왔다.

이와 같은 관점에서 4WD 차량이 갖는 주행 편의성, 실용성, 안정성뿐만 아니라, 배기가스 저감, 연료 소모 최소화 등의 HEV(hybrid electric vehicle) 특성을 모두 발휘할 수 있는 4WD 차량의 하이브리드화(hybridization)가 차세대 4WD 차량 기술로 주목받고 있다. HEV는 엔진과 모터를 동력원으로 사용하는 차세대 차량으로 중단기적으로 가장 유망한 대체 파워트레인으로 주목받고 있다. Toyota는 2002년 4WD HEV “Estima”를 개발한 바 있다. “Estima”는 기존 4WD 차량에서 사용하던 트랜스퍼 케이스(transfer case) 및 후륜으로 향하는 동력 전달 축을 제거하는 대신, 별도로 후륜 모터를 장착하여 후륜을 구동하고, 엔진과 전륜 모터로 전륜을 구동하는 방식으로 동급 4WD 차량 대비 약 100%의 연비 향

상 효과를 얻었다고 보고한 바 있다.

본 연구에서는 이와 같은 4WD HEV 차량에 대하여 전후륜 독립모터의 회생제동 및 EBD(electronic brake force distribution)를 이용한 제어 알고리즘을 제시하고, J-turn 및 single lane change 시뮬레이션을 통하여 차량의 선회 성능을 평가하였다.

## 2. 차량 모델

Fig. 1은 본 연구에 사용된 4WD HEV 차량의 구조도를 나타낸 것이다. 연구대상 차량은 엔진과 전륜 모터(10kW)를 이용하여 전륜 축을 구동하고, 후륜은 별도의 후륜 모터(20kW)를 이용하여 구동한다. 전후륜 모터의 전기에너지를 공급하기 위하여 288V NiMH 배터리를 사용하였으며, 변속기로는 CVT(continuously variable transmission)를 사용하였다. MCU(motor control unit)는 모터의 작동을 제어하며 BCU(brake control unit)는 회생 제동 및 EBD 제어를 수행한다.

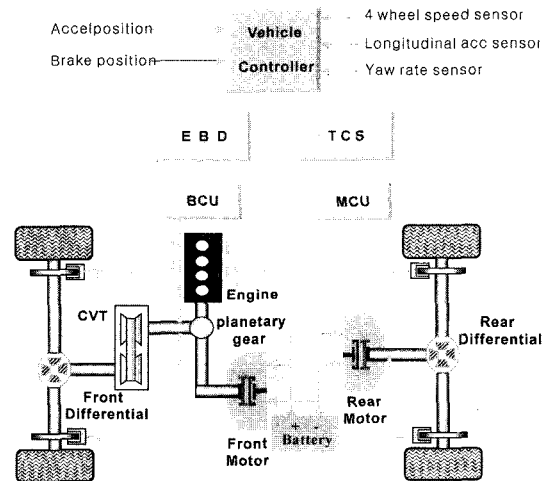


Fig. 1 Structure of 4WD HEV powertrain

### 2.1 하중 이동

직진방향 또는 횡방향의 감속도 및 가속도에 의한 차량의 하중 이동은 타이어의 동적특성 변화에 큰 영향을 미친다. 이러한 타이어 동적특성 변화는 차량의 주행 상황을 크게 변화시킬 수 있으므로, 보다 정확한 해석을 위하여는 차량의 하중 이동을 고

려하여야 한다. Fig. 2는 본 연구에 사용된 차량 모델 및 하중 분포에 대한 그림이다. 이 그림에 나타난 바와 같이 정지 상태에서의 각 휠에 작용하는 정적 하중은 다음과 같다.

$$N_{fl} = \frac{L_r}{2(L_f + L_r)} mg, \quad N_{rl} = \frac{L_f}{2(L_f + L_r)} mg \quad (1)$$

여기서  $i$ 는 전후좌우 각 휠을 나타내는 지수(index)이다.

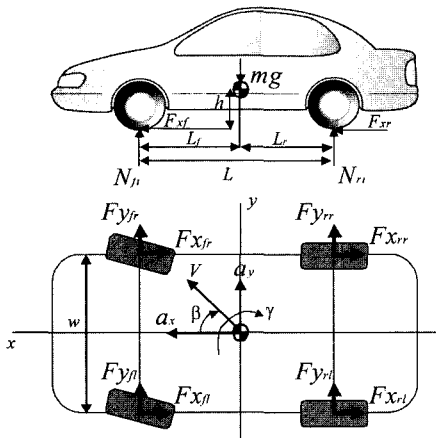


Fig. 2 Vehicle model and load distribution

다음으로 차량의 직진방향 및 횡방향 가속도에 의한 하중 이동은 식 (2)와 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta N_{fr} &= -\frac{m a_x h}{2(L_f + L_r)} + \frac{m a_y h L_r}{w(L_f + L_r)} \\ \Delta N_{fl} &= -\frac{m a_x h}{2(L_f + L_r)} - \frac{m a_y h L_r}{w(L_f + L_r)} \\ \Delta N_{rr} &= \frac{m a_x h}{2(L_f + L_r)} + \frac{m a_y h L_f}{w(L_f + L_r)} \\ \Delta N_{fr} &= \frac{m a_x h}{2(L_f + L_r)} - \frac{m a_y h L_f}{w(L_f + L_r)} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 아래첨자  $fr, fl, rr, rl$ 은 각각 전후좌우 휠을 의미한다.

## 2.2 타이어

차량 선회 특성은 타이어에서의 횡방향 접지력에 따라 달라진다. 실제 타이어의 특성은 타이어 미끄

럼 각이 증가함에 따라 타이어의 횡력이 선형적으로 증가하다가 일정 미끄럼각 이상에서는 횡력의 포화현상으로 인하여 비선형적으로 변화한다. 본 연구에서는 타이어에 작용하는 구동 및 제동력과 하중 이동의 영향을 고려한 아래와 같은 비선형 타이어 모델<sup>5)</sup>을 사용하였다.

$$\begin{aligned} F_{yi} &= K_{xi} \left[ -\frac{2}{\pi} \mu (N_i + \Delta N_i) \right] \tan^{-1} \left[ \frac{\pi C_i \beta_i}{2\mu (N_i + \Delta N_i)} \right] \\ K_{xi} &= \sqrt{1 - \left[ \frac{F_{xi}}{\mu (N_i + \Delta N_i)} \right]^2} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $C_i$ 는 타이어 코너링 강성,  $\beta_i$ 는 타이어 미끄럼각이고,  $K_{xi}$ 는 제동에 의한 직진방향 작용력 감소로 인한 횡력의 증가를 나타내는 지수이다.

## 2.3 직진 방향 작용력

전후륜 각 휠에 작용하는 차량 구동력은 변속비, 종감속 기어비를 고려한 엔진 및 모터 토크에 의한 구동력과 EBD 유압 제동력 및 하중이동을 고려한 주행부하를 종합하여 아래와 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} F_{xfl} &= \frac{T_e i N_d}{2R_t} + \frac{N_{mf} T_{mj} N_d i}{2R_t} - f_r (N_i + \Delta N_i) \\ &\quad - \frac{1}{2} \rho C_d A V^2 / 4 - F_{EBD} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} F_{xrl} &= \frac{N_{mr} T_{mr}}{2R_t} - f_r (N_i + \Delta N_i) \\ &\quad - \frac{1}{2} \rho C_d A V^2 / 4 - F_{EBD} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서  $T_e$ 는 엔진 토크,  $i$ 는 CVT 변속비,  $N_d$ 는 종감속 기어비,  $N_{mf}$ 는 전륜 모터 기어비,  $N_{mr}$ 는 후륜 모터 기어비,  $T_{mj}$ 는 전륜 모터 토크,  $T_{mr}$ 는 후륜 모터 토크,  $F_{EBD}$ 는 EBD 유압 제동력,  $C_d$ 는 항력계수,  $A$ 는 차량 전면 투영 면적,  $f_r$ 는 타이어 마찰계수,  $\rho$ 는 공기 밀도를 나타낸다.

## 2.4 차량 운동 방정식

선회시 현가장치에 의한 롤(roll) 운동에 의하여 타이어 접지 하중이 변화하고 이에 따라 횡력이 영향을 받으나, 본 연구에서는 회생제동이 차량 안정성에 미치는 영향을 중점적으로 고찰하기 위하여 롤 운동은 무시하고 직진방향, 횡방향, 요잉 만을 고

려한 3 자유도 차량 모델을 사용하였다.

연구 대상 차량의 직진방향, 횡방향, 요방향에 대한 운동방정식은 아래와 같다.

$$m\dot{V} = \sum F_x = F_{sfr} + F_{sfl} + F_{xrr} + F_{xrl} \quad (6)$$

$$mV(\dot{\beta} + \gamma) = \sum F_y = F_{yfr} + F_{yfl} + F_{yrr} + F_{yrl} \quad (7)$$

$$I_z \dot{\gamma} = \sum M_z = (F_{sfr} + F_{sfl}) \cdot L_f - (F_{xrr} + F_{xrl})L_r + M \quad (8)$$

여기서  $M$ 은 각 휠에서의 직진 방향 작용력에 의한 요 모멘트(direct yaw moment)이고, 아래와 같이 계산된다.

$$M = \frac{w}{2}(F_{sfr} - F_{sfl} + F_{xrr} - F_{xrl}) \quad (9)$$

### 3. 차량 안정성 제어 로직

선회시 차량의 거동을 제어하기 위한 제어 변수로는 일반적으로 횡 미끄럼각, 요 레이트, 횡방향 가속도, 타이어 미끄럼각 등이 사용되어왔다. 본 연구에서는 위의 여러 제어변수 중 요레이트와 횡 미끄럼각을 제어변수로 선정하여 제어변수의 목표값과 실제값의 오차를 최소화 시키는 제어방법을 사용하였다. Fig. 3은 차량 안전 시스템이 없는 일반 차량의 선회시 거동<sup>6)</sup>을 나타낸 것이다.

Fig. 3에서 보는 바와 같이 차량 안전 시스템이 없는 차량의 선회시 거동은 먼저 후륜의 타이어에서

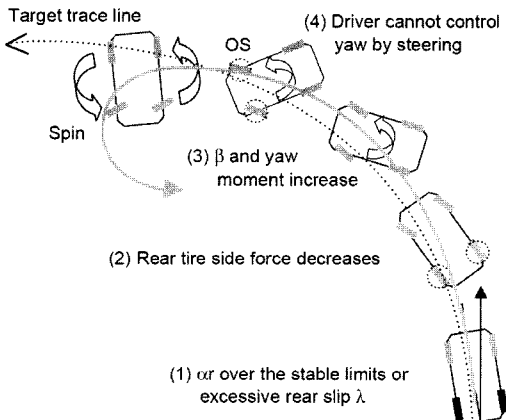


Fig. 3 Vehicle behavior in cornering

과도한 미끄럼이 발생하게 되고, 이로 인하여 후륜 타이어의 횡방향 접지력이 감소하게 된다. 따라서 차량을 회전시키려는 요 모멘트가 발생하게되어 정상적인 선회 성능을 잃게 된다. 이러한 과정이 계속 진행되어 차량의 횡 미끄럼각과 요 레이트가 증가하게 되면 운전자는 더 이상 차량을 제어하지 못하게 되고 차량은 스핀(spin)한다.

### 3.1 목표 차량 모델

선회시 차량 제어를 위하여는 제어 변수의 목표값이 주어져야 한다. 이를 위한 목표 차량 모델은 제어기의 연산 속도를 빠르게 하기 위하여 일정 범위 내에서 충분히 정확하고 간단하여야 한다. 본 연구에서는 2자유도계 선형 차량 모델을 목표 차량 모델로 사용하였다.

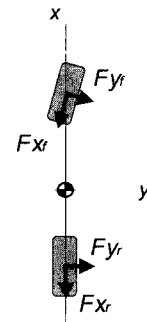


Fig. 4 2 DOF desired vehicle model

2 자유도계 선형 차량 모델은 다음과 같은 3가지 조건 - 1) 차량 속도 100km/h 이내 2) 차량 감속도 0.4g 이내 3) 일반적인 조향 입력 - 하에서 실제 차량의 거동을 정확히 묘사할 수 있는 것으로 알려져 있다.<sup>7)</sup>

Fig. 4는 본 연구에서 사용된 2자유도계 차량 모델로서 운전자의 조향 입력에 대하여 횡 미끄럼각과 요 레이트 목표값을 제공하는 역할을 한다.

목표 차량 모델의 운동 방정식은 아래와 같다.

$$mV(\dot{\beta} + \gamma) = \sum F_y = F_{yfr} + F_{yfl} + F_{yrr} + F_{yrl} \quad (10)$$

$$I_z \dot{\gamma} = \sum M_z = (F_{sfr} + F_{sfl}) \cdot L_f - (F_{xrr} + F_{xrl})L_r + M \quad (11)$$

여기서 각 휠의 횡력은 아래 식을 이용하여 얻을

수 있다.

$$F_{yf} = -C_f (\beta + \gamma L_f / V - \delta_f) \quad (12)$$

$$F_{ryf} = -C_r (\beta - \gamma L_r / V) \quad (13)$$

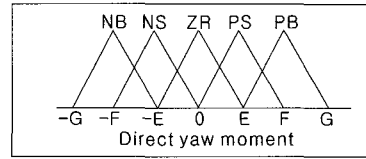


Fig. 6 Membership function for direct yaw moment

### 3.2 Fuzzy 제어기

본 연구에서는 비선형 타이어 모델과 선회시 차량 운동 방정식의 변수 값들에 대한 제어를 보다 용이하게 하기 위하여 퍼지(fuzzy) 제어를 사용하였다.<sup>8,9)</sup> 퍼지 제어를 이용한 차량 안정성 제어의 개념은 다음과 같다. 퍼지 제어기의 입력은 목표 차량 모델에서 제공하는 목표 횡 미끄럼각 및 요 레이트 값과 실제 차량 모델에서의 횡 미끄럼각 및 요 레이트 값을 비교한 오차(error) 값으로 정의된다.

이와 같은 입력에 대하여 퍼지 제어기는 차량 안정성 확보를 위한 요 모멘트 값을 계산한다.

이를 위하여 퍼지 제어기는 Fig. 5, Fig. 6과 같은 membership function과 Table 1과 같은 rule base로 구성되었다.

Table 1 Fuzzy rule base

Direct yaw moment		Side slip angle error				
		NB	NS	ZR	PS	PB
Yaw rate error	NB	NB	NB	ZR	PB	PB
	NS	NB	NS	ZR	PS	PB
	ZR	NB	NS	ZR	PS	PB
	PS	NB	NS	ZR	PS	PB
	PB	PB	PB	ZR	PB	PB

### 3.3 차량 안정성 제어 로직

Fig. 7은 본 연구에서 제시한 안정성 제어시스템의 블록 다이어그램을 도시한 것이다. 먼저 운전자의 조향 입력에 대하여 차량의 횡 미끄럼각과 요 레이트 값을 감시하여 목표값에 대하여 오차가 발생하는지 판단한다. 오차가 발생하여 차량 상태가 불안정하게 되면 퍼지 제어기는 각 오차에 대응하는 적절한 요 모멘트 값을 계산하고, 이 값에 대응되는 회생제동 토크 값을 후륜 모터 컨트롤러로 전달하면 모터는 요구되는 토크를 구현하게 된다.

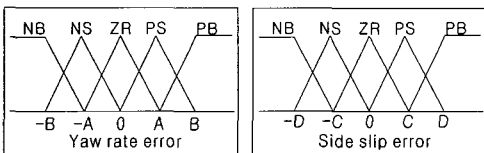


Fig. 5 Membership function for sideslip and yaw rate error

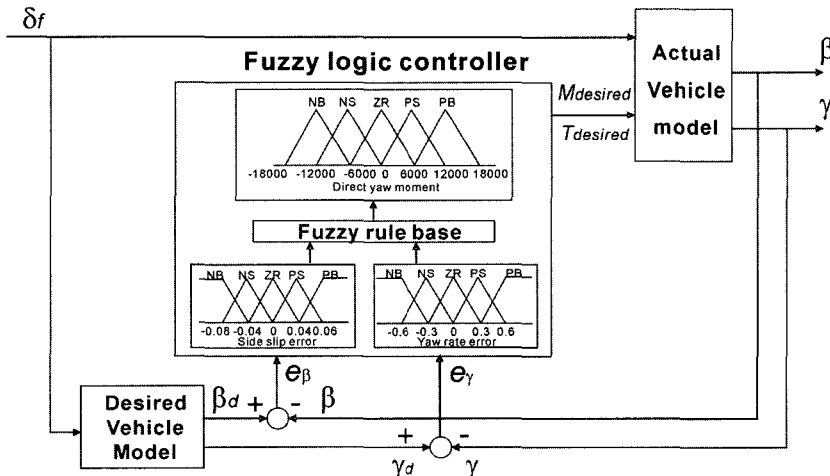


Fig. 7 Block diagram of stability control system using fuzzy logic controller

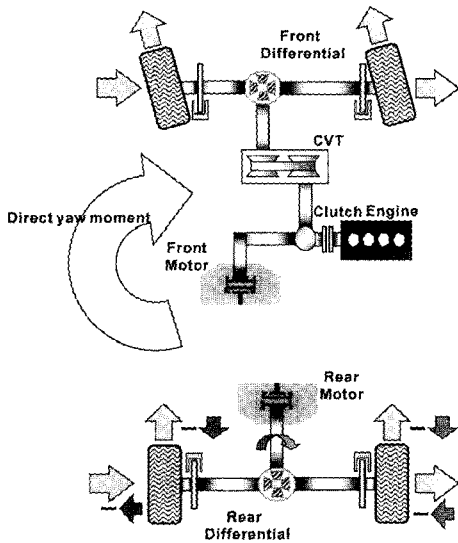


Fig. 8 Yaw moment generated by regenerative braking at rear motor

후륜 모터의 회생제동으로 선회시 차량을 제어할 수 있는 이유는 Fig. 8을 이용하여 설명할 수 있다.

선회시 후륜 모터에 회생제동이 작용하면 후륜의 종방향 작용력이 감소하게 되고 후륜에 작용하는 횡력의 한계는 커지지만 직진방향 작용력의 감소로 인한 후륜 휠 슬립의 감소에 의하여 후륜 휠의 횡력이 줄어들게 된다. 이때, 전륜 휠의 횡력은 거의 일정한 상태에서 후륜 휠의 횡력이 감소하게 되면 현재 발생하고 있는 요 모멘트의 반대방향으로 요 모멘트가 발생하게 되어 차량의 횡 미끄럼각과 요 레이트의 증가를 막게 된다.

한편, 회생제동만으로 차량 안정성 제어에 필요한 요 모멘트의 발생이 충분하지 못한 경우에는 EBD 유압 모듈이 작동하여 요구 제동력에서 회생 제동력을 뺀 만큼의 유압 제동력을 독립적으로 발생시켜 차량 안정성을 확보하게 된다.

#### 4. 시뮬레이션 결과

후륜 모터와 EBD를 사용한 차량 안정성 제어 로직을 평가하기 위하여 J-turn 과 single lane change 테스트에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션은 요 레이트와 횡 미끄럼각 두 제어변수 및 차량 궤적에 대한 목표값의 추종성능을 평가하였다. 이때

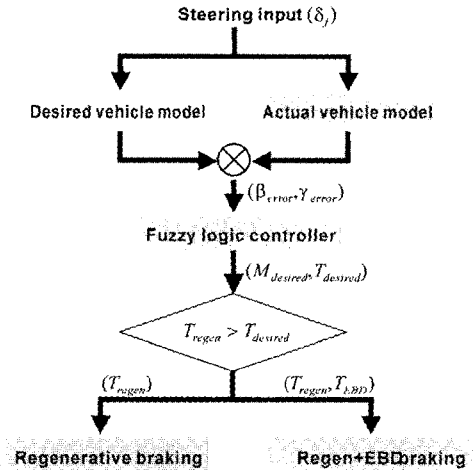


Fig. 9 Flow chart of stability control system

차량의 목표 궤도 이탈을 최소화하기 위하여 횡 미끄럼각에 대한 목표값을 "0"으로 설정하였다.<sup>5,6)</sup>

#### 4.1 J-turn test

Fig. 10은 J-turn 시뮬레이션 결과를 도시한 것이다. 시뮬레이션은 80km/h로 정속 주행하면서 1.5초 간 약 57°의 조향각을 입력하였다.

Fig. 10(b), (c)에서와 같이 선회시 차량 안정성 제어를 하지 않은 경우(No control), 운전자의 조향 입력이 커짐에 따라 횡 미끄럼각과 요 레이트가 급격히 증가한다. 반면에 후륜 모터의 회생제동만을 이용한 경우(Regen)에는 차량 안정성은 No control의 경우에 비하여 향상된 성능을 보이지만, 목표값을 완전히 추종하지는 못하고 있다. 이는 후륜 모터의 회생제동만으로는 목표값을 추종할 만큼의 충분한 요 모멘트를 발생시키지 못하기 때문이다.

마지막으로 후륜 모터의 회생제동과 별도의 EBD 유압 제동이 동시에 수행된 경우(Regen+EBD)에는 목표값을 잘 추종하는 것을 볼 수 있다. EBD 유압 제동력은 요 모멘트를 발생시키기 위하여 전후륜의 우측 휠에만 작용되었다.

#### 4.2 Single lane change test

Fig. 11은 single lane change에 대한 시뮬레이션 결과를 도시한 것이다. 시뮬레이션은 80km/h로 정속 주행하면서 Fig. 11(a)와 같은 정현파 조향각을 3초

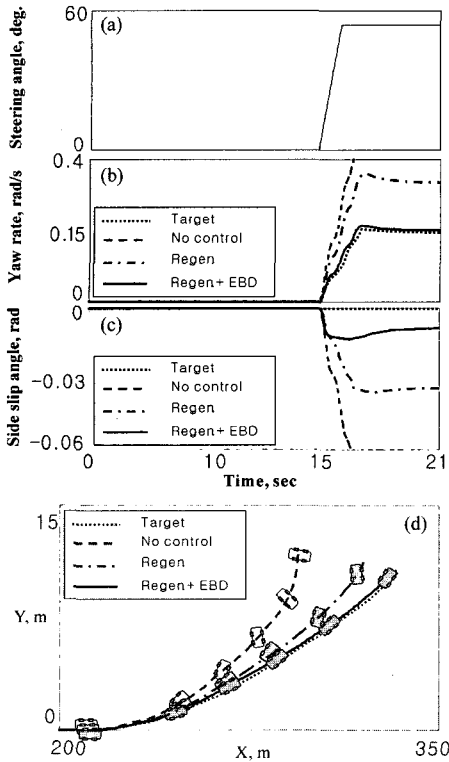


Fig. 10 Simulation result for J-turn test

간 입력하였다. Fig. 11(b), (c)에 나타난 바와 같이 No control의 경우 횡 미끄럼각과 요 레이트 값이 목표값을 많이 벗어나며 불안정한 성능을 보이는 것을 알 수 있다. 반면에 Regen의 경우는 No control 보다 향상된 차량 안정성을 보이지만 Regen만으로는 횡 미끄럼각과 요 레이트 두 제어변수의 목표값을 완전히 추종하지 못하는 것을 볼 수 있다.

한편 Regen+EBD의 경우는 목표 값을 잘 추종하여 우수한 차량 안정성을 확보하는 것을 볼 수 있다. Fig. 11(d)는 각 경우의 차량 궤적을 나타낸 그림으로 Regen+EBD의 경우가 목표 궤적을 가장 잘 추종하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 12는 single lane change 시뮬레이션의 Regen + EBD 제어의 경우에 대한 후륜 모터의 회생제동 토크와 EBD 유압제동 토크의 분배를 나타낸 그림이다. 시뮬레이션에서 후륜 모터 회생제동 토크는 노면과 후륜 타이어의 슬립에 의한 타이어의 과도한 마모 및 차량 운동 성능 저하를 방지하기 위하여 50Nm로 제한하였고, EBD 유압제동 토크는 회생제

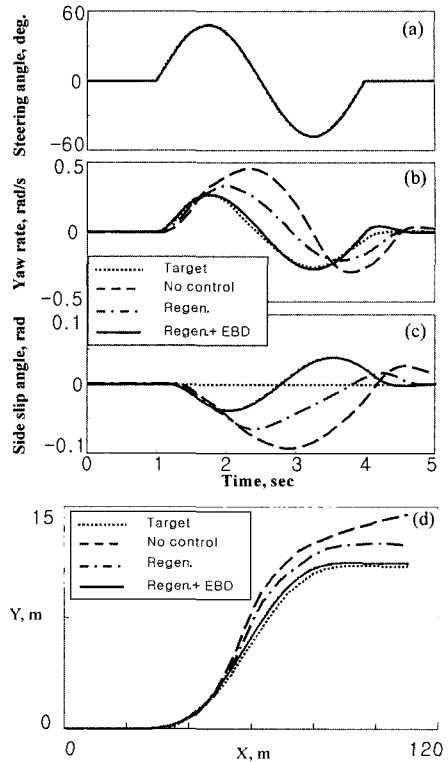


Fig. 11 Simulation result for single lane change

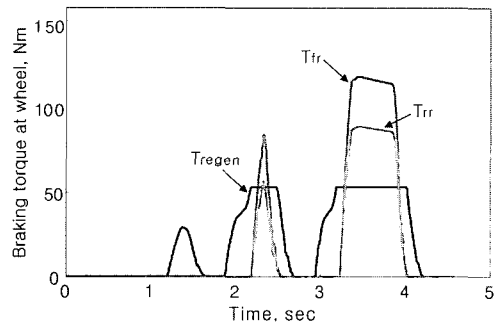


Fig. 12 Braking torque distribution during single lane change for Regen+EBD control

동 토크가 제한되었을 경우에만 발생하도록 하였다. 또한 EBD 유압 제동 토크는 요 모멘트를 발생시키기 위하여 전륜 우측 바퀴와 후륜 우측 바퀴에만 작용하였다. 이때 전륜 우측의 유압 제동 토크와 후륜 우측의 유압 제동 토크는 전체 EBD 유압 제동 토크에 대한 전후륜 분배비에 의하여 계산된다. 전후륜 분배비는 요 모멘트의 발생을 효과적으로 하기 위하여 전륜 우측 휠의 유압 제동 토크보다 후륜 우

측 휠의 유압 제동 토크가 더 커지도록 설정되었다. 본 연구의 시뮬레이션에 사용된 EBD 유압제동력의 전후륜 분배비는 게인 튜닝(gain tuning)에 의한 것으로, 보다 효과적인 요 모멘트 발생을 위하여는 전후륜 분배비의 최적화 과정에 대한 추후 연구가 요구된다.

이상의 결과로부터 본 연구에서 제안된 후륜 모터의 회생제동과 EBD 유압제동을 이용한 차량 안정성 제어 로직이 만족할 만한 성능을 보임을 알 수 있다. 또한 기존의 EBD 유압제동만을 이용한 차량 안정성 제어 방법에 비하여 본 연구에서 제안한 차량 안정성 제어 로직은 선회시 차량 안정성 확보뿐만 아니라, 회생제동을 통한 배터리 SOC(state of charge) 증가로 인하여 4WD HEV의 연비를 향상시킬 수 있다는 장점이 있다.

## 5. 결론

- 1) 4WD HEV시스템의 후륜 모터의 회생제동과 EBD 유압제동을 이용한 차량 안정성 제어 로직을 제안하였다.
- 2) J-turn 및 single lane change 에 대한 시뮬레이션을 수행하여 제시된 차량 안정성 제어 로직의 성능을 평가하였다. 시뮬레이션 결과 후륜 모터의 회생제동 만으로도 선회시 차량 안정성의 향상을 얻을 수 있으며, 회생제동과 EBD 유압제동으로 보다 우수한 차량 안정성 제어 성능을 얻을 수 있었다.
- 3) 차량 안정성 제어시 후륜 모터의 회생제동은 배터리 SOC를 증가시켜 추가적인 4WD HEV의 연비 향상 효과를 기대할 수 있다.

## 후 기

본 논문은 2004년도 두뇌한국21사업에 의하여 지

원되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## References

- 1) C. Liu, V. Monkaba, H. Tan, C. Mckenzie, H. Lee and S. Suo, "Driveline Torque-Bias-Management Modeling for Vehicle Stability Control," SAE 2002-01-1584, 2002.
- 2) S. Lee, K. Hwang, U. Lee and C. Han, "Improvement of the Vehicle Stability by Active Independent Rear Toe Control," Transactions of KSAE, Vol.7, No.2, pp.320-334, 1999.
- 3) J. Park and C. Kim, "Optimal Wheel Slip Control for Vehicle Stability During Cornering," Transactions of KSAE, Vol.5, No.4, pp.190-198, 1997.
- 4) J. Song and S. Cha, "Development of Spin Control Algorithm for Vehicle Cornering Stability," Transactions of KSAE, Vol.7, No.3, pp.248-260, 1999.
- 5) M. Nagai, M. Shino and F. Gao, "Study on Integrated Control of Active Front Steer Angle and Direct Yaw Moment," JSAE Review, Vol.23, pp.309-315, 2002.
- 6) K. Kin, O. Yano and H. Urabe, "Enhancements in Vehicle Stability and Steerability with Slip Control," JSAE Review, Vol.24, pp.71-79, 2003.
- 7) Y. Lee, S. Kim, M. Suh, H. Son and S. Kim, "Linearized Dynamic Analysis of a Four-Wheel Steering Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.2, No.5, pp.101-109, 1994.
- 8) S. Beak, "A Study on a 4WS Vehicle Using Fuzzy Logic and Model Following Control," KSME, Vol.23, No.6, 1999.
- 9) S. Heo, K. Park, K. Yi, H. Na and I. Paik, "Design of Control Logics for Improving Vehicle Dynamic Stability," Transactions of KSAE, Vol.8, No.5, pp.165-172, 2000.