

CTBA 지오메트리 보상 시스템 개발

문 하 경* · 이 병 립 · 김 효 석

현대자동차 연구개발총괄본부

CTBA Geometry Compensation System

Hakyung Moon* · Byungrim Lee · Hyoseok Kim

Corporate R&D Division, Hyundai-Motor, 772-1 Jangduk-dong, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea

(Received 23 December 2011 / Revised 4 March 2012 / Accepted 19 March 2012)

Abstract : CTBA(Coupled Torsion Beam Axle) has been adapted as the rear suspension of a compact car. Because that has the advantage of cost and weight in comparison with multi-link type. But CTBA has the disadvantage in vehicle stability to become oversteer occurring toe-out of the rear wheel when cornering and braking. In this study, we suggested CTBA Geometry Compensation System to overcome the disadvantage of CTBA. We predicted braking and cornering vehicle performance from proposed equation and numerical simulation. And also, the results were compared to objective and subjective evaluation in vehicle.

Key words : CTBA(커플드 토션빔 액슬), Multi-link(멀티링크), Geometry(지오메트리), Toe compensation(토우 보상)

1. 서 론

CTBA(Coupled Torsion Beam Axle)는 중량, 원가, 패키지 측면에서 멀티링크 타입 서스펜션 대비 큰 장점을 가지고 있어서 현재까지 소형차 및 준중형 차량의 리어 서스펜션으로 적용하고 있다. 그러나 CTBA 타입 서스펜션은 차량의 선회 및 선회제동시에 후륜 선회 외륜의 토우-아웃을 발생시켜 Fig.1 과 같이 오버스티어(Oversteer) 특성을 나타내어 차량의 안정성을 저하시키는 구조적 단점을 가지고 있다.^{1,2)} 이러한 단점을 극복하기 위해서 트레일링 암 부시의 장착 각도 변경하거나 추가적으로 링크를 적용하여 횡력에 대한 토우 변화를 최소화 하는 구조가 연구되어 왔다.^{3,4)} 부시의 각도를 변경시켜 횡력에 대한 토우 변화 최소화 하는데 한계를 가지

고 있고 와트 링크나 멀티 링크 타입을 적용하는 것은 원가, 중량, 패키지 측면에서 소형차 및 준중형 차량에 적용하기에는 부담이 아닐 수 없다.²⁾

본 연구에서는 CTBA에 의해 발생하는 토우-아웃을 토우-인으로 보상 가능한 구조를 제안하고 선회 및 선회제동시에 언더스티어(Understeer) 경향을 증대시켜 안정성을 개선할 수 있는 구조인 CTBA 지오메트리 보상 시스템(이하 CGCS, CTBA Geometry Compensation System)을 소개하고자 한다.

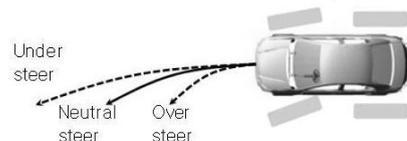


Fig. 1 Vehicle maneuver characteristics

*Corresponding author, E-mail: hk.moon@hyundai.com

2. CTBA 특성

차량이 직진주행(Fig. 2(a))을 하다가 좌선회시, Fig. 2(b)와 같이 휠센터에 차량 내측 방향으로 횡력이 발생한다. 이때 CTBA는 횡력에 의해 좌측부시는 압축, 우측부시는 인장이 발생하면서 $\Delta\delta_{axle}$ 로 회전한다. 이때 CTBA가 회전하는 각도 $\Delta\delta_{axle}$ 이 바로 토우-아웃량이 되며 토우-아웃 현상이 나타난다.

차량이 제동할 때 Fig. 2(c)와 같이 트레일링암 포인트와 휠센터 간 오프셋(Offset)이 모멘트 암이 되고 트레일링암 포인트를 중심으로 타이어가 $\Delta\delta_{axle}$ 만큼 회전하여 휠센터에서는 각도 $\Delta\delta_{axle}$ 만큼 토우-아웃 현상이 나타난다.

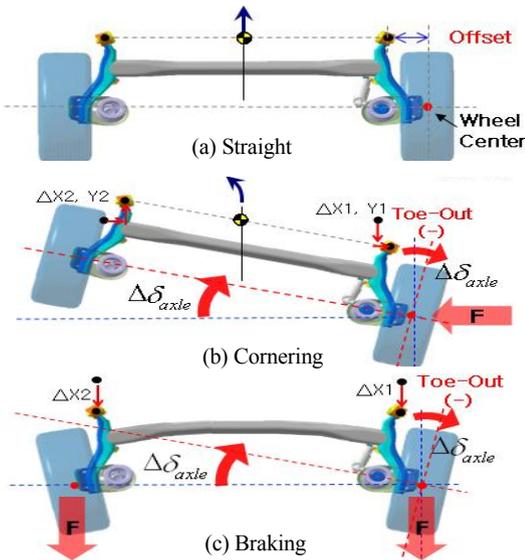


Fig. 2 CTBA characteristics

3. CGCS 개발

본 연구에서 제안한 구조는 Fig. 3에서와 같이 힌지(Hinge)와 회전링크(Rotation Link), 허브(Hub), 허브 부시(Hub Bush)로 구성되어 있다. 선회 및 제동시에 각 부품들이 상호 작용하여 토우를 보상한다.

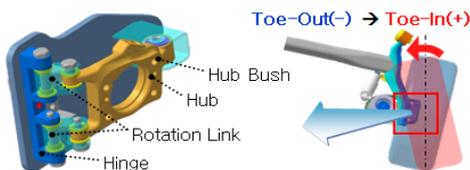


Fig. 3 CGCS concept

3.1 CGCS 메커니즘

차량이 선회할 때, CGCS에 의하여 토우가 보상되는 메커니즘은 아래와 같다. 횡력 F_y 가 타이어 내측으로 가해지면 Fig. 4(a)와 같이 허브 부시 A점이 B점으로 내측 이동하여 허브는 $\Delta\delta_{hub}$ 만큼 토우를 발생시킨다. 본 연구에서 허브에서 발생하는 토우 $\Delta\delta_{hub}$ (토우-인)를 CTBA에서 발생하는 토우 $\Delta\delta_{axle}$ (토우-아웃)보다 크게 설정하여 휠에서는 토우를 토우-인으로 설정하였다.

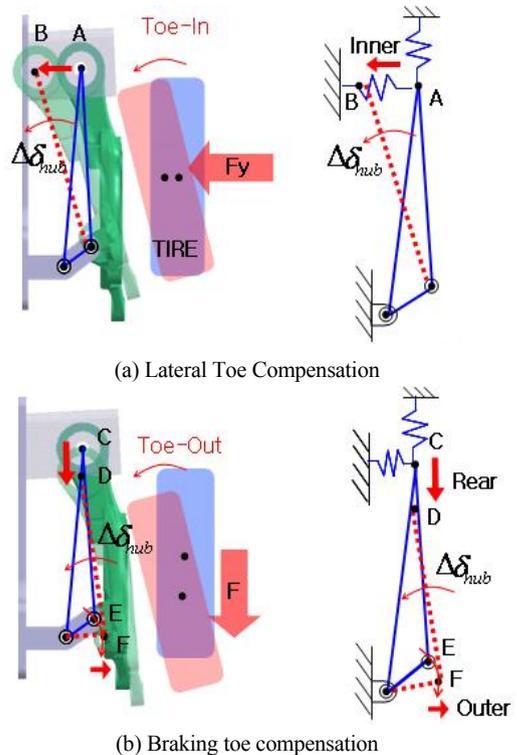


Fig. 4 CGCS mechanism

제동이 제동할 때, Fig. 4(b)와 같이 타이어에 후방으로 제동력 F 가 가해지고 허브 부시 C점이 D점으로 후방 이동한다. 이와 동시에 회전링크가 힌지축을 중심으로 회전하면서 E 점이 F 점으로 외측 이동하여 허브는 각도 $\Delta\delta_{hub}$ 만큼 회전한다. 본 연구에서 Fig. 4의 (b)와 같이 허브에서 발생하는 토우 $\Delta\delta_{hub}$ (토우-인)를 CTBA에서 발생하는 토우 $\Delta\delta_{axle}$ (토우-아웃)보다 크게 설정해서 결국 휠에서는 토우를 토우-인으로 설정하였다.

3.2 CGCS 토우 보상

3.2.1 횡력 토우

식 (1)은 Fig. 5와 같이 휠센터 입력되는 횡력에 대한 CTBA의 토우 변화를 나타내며 식 (2)는 CTBA의 횡강성을 의미한다. 여기서 T는 휠트랙, t는 트레일링암 부시 장착부 거리 그리고 L은 트레일링암 부시 장착부에서 휠센터까지 거리이다.

$$\frac{\Delta\delta_{axle}}{F_y} = \frac{2L}{t^2 K_x} \quad (1)$$

$$\frac{\Delta y}{F_y} = \frac{1}{2K_y} + \frac{2L^2}{t^2 K_x} \quad (2)$$

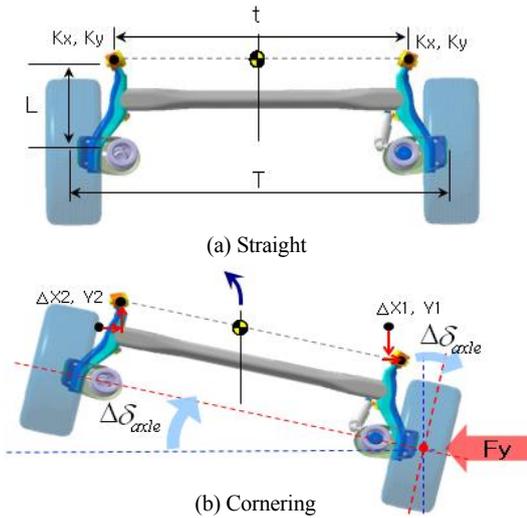


Fig. 5 Principles of lateral toe-out

Fig. 6은 보상장치의 구조도(Schematic)로 나타내며, 길이 a는 휠센터와 허브 회전축과의 거리이며 b는 휠센터와 허브 부시의 거리를 나타낸다.

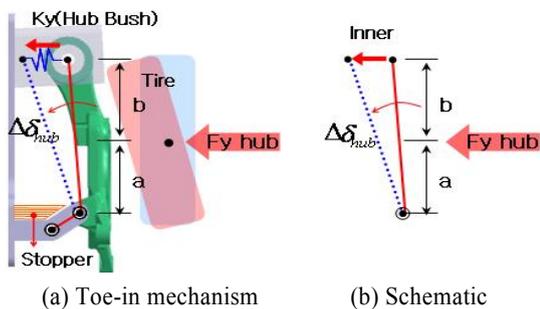


Fig. 6 Principles of toe compensation

횡력 F_{yhub} 가 작용하면 스토퍼(Stopper)에 의해 회전링크는 정지되고 허브는 회전링크 축을 중심으로 내측 이동되면서 토우-인이 발생한다.

식 (3)은 Fig. 6과 같이 휠센터 입력되는 횡력 F_{yhub} 에 대한 보상 시스템의 토우 변화이다. 식 (4)는 이때 횡력에 의한 부시 변형에 따른 보상 시스템의 횡강성을 정리했다.

$$\frac{\Delta\delta_{hub}}{F_{yhub}} = \frac{a}{K_{yhub} \cdot (a+b)^2} \quad (3)$$

$$\frac{\Delta y_{hub}}{F_{yhub}} = \frac{a}{K_{yhub} \cdot (a+b)} \quad (4)$$

식 (1)과 식 (3)을 이용하여 CGCS의 횡력에 의한 보상된 토우는 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\delta_{wheel}}{F_y} &= \frac{\Delta\delta_{axle}}{F_y} - \frac{\Delta\delta_{hub}}{F_{yhub}} \\ &= \frac{2L}{t^2 K_x} - \frac{a}{2K_{yhub} \cdot (a+b)^2} \end{aligned} \quad (5)$$

식 (5)의 첫째 항은 엑슬(Axle) 시스템 관련 항목으로 트레일링암 부시 강성 K_x 와 트레일링암 부시 폭 t가 클수록, 트레일링암 부시와 휠센터간 거리 L이 짧을수록 작은 토우가 발생하는 것을 알 수 있다. 또한 식 (5)의 두번째 항인 허브 시스템에서는 허브 강성 K_{yhub} 가 작을수록, 휠센터와 허브 회전축 사이의 길이 a가 길수록 토우가 많이 보상된다.

CGCS의 횡강성은 식 (2)와 식 (4)를 이용하여 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta y_{Total}}{F_{yTotal}} &= \frac{\Delta y_{axle}}{F_{Yaxle}} + \frac{\Delta y_{hub}}{F_{Yhub}} \\ &= \frac{1}{2K_y} + \frac{2L^2}{t^2 K_x} + \frac{a}{2K_{Yhub} \cdot (a+b)} \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)을 이용하여 기존시스템의 횡강성과 동등 수준으로 유지하기 위해서 트레일링암 부시 강성, 허브 부시 강성, 휠센터와 링크의 길이 비율(a 및 b) 등을 설계할 수 있다.

3.2.2 제동 토투

식 (7)은 Fig. 7과 같이 휠센터 입력되는 제동력 F에 대한 CTBA의 토투 변화를 나타내며 식 (8)은 이때 CTBA의 제동 강성이다.

$$\frac{\Delta\delta_{axle}}{F_x} = \frac{T+t}{2t^2 K_{x2}} \quad (7)$$

$$\frac{\Delta x}{F_x} = \frac{(T+t)^2}{4t^2 K_{x2}} \quad (8)$$

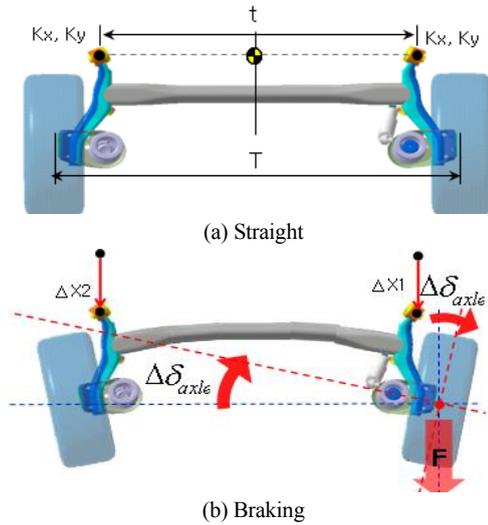


Fig. 7 Principles of braking toe-out

Fig. 8(a)에서 토투 보상 시스템의 토투-인 현상을 설명하기 위하여 Fig. 8(b)와 같이 구조도로 단순하게 표현하였다. c 및 d는 회전 링크의 길이를 나타내고 θ는 링크 c가 차량의 종방향과 이루는 각도가 된다. 본 구조는 휠센터가 1.5mm 후방 이동하여 Δδhub가 0.3°보상되도록 부시 강성을 설정하였다.

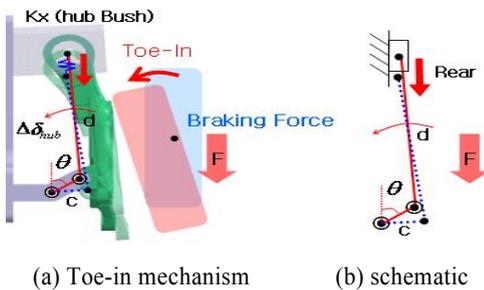


Fig. 8 Principles of toe compensation

식 (9)는 Fig. 8(a)와 같이 휠센터로 입력되는 제동력에 대한 보상 시스템의 토투 변화를 나타낸다. 이는 Fig. 8 (b)의 기구 운동 방정식에 의하여 정리할 수 있다. 식 (10)은 제동력에 의한 허브 부시 변형량, 즉 보상 시스템의 제동강성을 나타낸다.

$$\Delta\delta_{hub} = \sin^{-1}\left(\frac{c}{d}\right) \cdot \sin \Delta\theta \quad (9)$$

$$\frac{\Delta x_{hub}}{F_{xhub}} = \frac{1}{K_{xhub}} \quad (10)$$

CGCS의 제동시 토투 변화는 식 (7)과 식 (9)를 이용하여 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\delta_{wheel}}{F_y} &= \frac{\Delta\delta_{axle}}{F_y} - \frac{\Delta\delta_{hub}}{F_{yhub}} \\ &= \frac{T+t}{2t^2 K_{x2}} - \sin^{-1}\left(\frac{c}{d}\right) \cdot \sin \Delta\theta / F_{yhub} \quad (11) \end{aligned}$$

식 (11)의 첫째 항으로부터 T가 작을수록, 트레일링암 부시 폭 t와 트레일링암 부시 강성 Kx가 클수록 작은 토투를 발생시킨다. 식 (11)의 둘째 항인 허브 시스템에서는 허브 강성 Kxhub가 작을수록, 회전링크 길이 c가 짧을수록, 회전 링크의 초기 각도 θ가 작을수록 일정한 제동력에 대하여 토투가 많이 보상됨을 알 수 있다.

식 (12)는 후륜의 전체 제동강성을 나타낼 수 있으며 이는 CTBA 강성과 보상시스템 강성의 합으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta x_{Total}}{F_{xTotal}} &= \frac{\Delta x_{axle}}{F_{xaxle}} + \frac{\Delta x_{hub}}{F_{xhub}} \\ &= \frac{(T+t)^2}{4t^2 K_{x2}} + \frac{1}{K_{xhub}} \end{aligned} \quad (12)$$

식 (12)로부터 첫째 항에서 휠트랙 T가 클수록, 트레일링암 장착부 거리 t 및 부시 강성 Kx가 작을수록 전체 제동강성이 감소한다. 또한 식 (12)의 둘째 항인 허브 시스템에서는 허브 부시 강성 Kxhub이 작을수록 제동강성이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 이 관계식을 활용하여 토투 보상을 가능케 하면서 기존 시스템과 동등한 제동강성을 유지하기 위해서 2개 부시의 강성을 설정할 수 있다.

4. 결과 및 고찰

4.1 토우 보상

3.2절의 토우 보상 계산식을 이용하여 횡력 및 제동 토우를 확인하였으며 이 과정에서 사용한 설계 변수는 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Design variable

Item	Unit	Design variable
F_x, F_y, F_{yhub}	kgf	204.1
t	mm	1,190.6
T / L	mm	1,560 / 399.8
K_x / K_y	kgf/mm	200 / 27
K_{xhub} / K_{yhub}	kgf/mm	100 / 100
a / b	mm	90 / 87

Table 1의 설계 변수를 이용하여 토우 보상 계산 결과를 Table 2에 나타내었다.

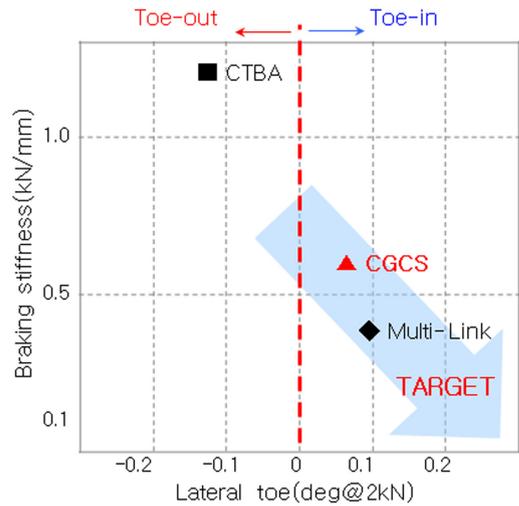
횡력 토우 보상식에서 선회시 외륜에 2,000N 횡력 발생시, 액슬의 $\Delta\delta_{axle}$ 은 토우 아웃이 되어 그 값은 -0.03° 이다. 또한 허브 시스템의 $\Delta\delta_{hub}$ 는 0.16° 이 되고 최종적으로 휠의 $\Delta\delta_{whl}$ 은 $+0.13^\circ$ 로 토우-인으로 보상됨을 확인할 수 있다. 제동력 2,000N에 대한 휠의 $\Delta\delta_{whl}$ 도 같은 방식으로 $+0.24^\circ$ 로 보상됨을 확인하였다. 결과적으로 제안한 시스템은 선회, 제동시 휠을 토우-인으로 보상해주는 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

Table 2 Toe compensation calculation

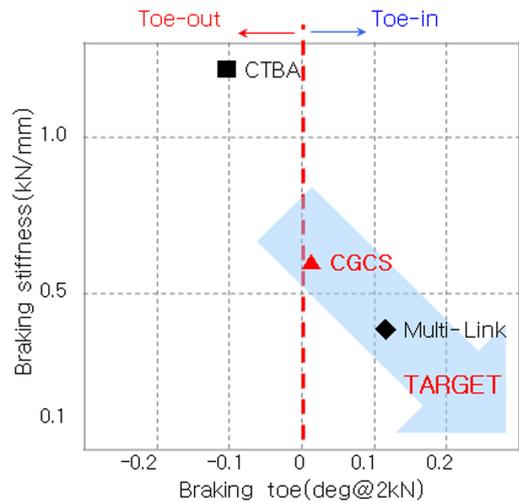
Item	Theory	
	Formula	Value
Lateral Toe [deg]	$\Delta\delta_{axle} = \frac{2L}{t^2 K_x} \cdot F_y$	-0.03
	$\Delta\delta_{hub} = \frac{a}{K_{yhub} \cdot (\alpha + b)^2} \cdot F_{yhub}$	0.16
	$\Delta\delta_{wheel} = \Delta\delta_{axle} + \Delta\delta_{hub}$	0.13
Braking Toe [deg]	$\Delta\delta_{axle} = \frac{T+t}{2t^2 K_{x2}} \cdot F_x$	-0.06
	$\Delta\delta_{hub} = \sin^{-1}\left(\frac{a}{b} \cdot \sin\Delta\theta\right)$	0.30
	$\Delta\delta_{wheel} = \Delta\delta_{axle} + \Delta\delta_{hub}$	0.24

4.2 시스템 비교

본 연구에서는 다물체 동역학 해석 소프트웨어 ADAMS/CAR를 사용하여 CTBA, CGCS, 멀티링크 타입의 컴플라이언스 비교 해석을 수행하였다. 제안한 CGCS 구조와 타 시스템의 컴플라이언스 해석을 수행하였을 때 2,000N 제동력과 횡력 적용시에 토우 변화 및 제동강성의 차이를 Fig. 9에서 그래프로 표현하였다.



(a) Lateral force toe



(b) Braking force toe

Fig. 9 Compliance analysis

Fig. 9(a)에서 횡력 토우의 경우, CTBA 타입은 그 구조상 토우 아웃(-0.13deg)을 나타냈고 제안한 CGCS는 토우-인(+0.07deg)을 나타내어 멀티링크(+0.10deg)와 동등수준의 토우-인 값이 설정됨을 볼 수 있다. 동시에 제동강성은 CTBA타입 대비 CGCS 가 더 작게 설정되어 승차감 측면에서 유리하며 Fig. 9(a)에서 목표치로 다가갈수록 유리한 성능을 보인다.

Fig. 9(b)에서 제동력에 대해 CGCS는 약 토우-인(0.01deg)으로 설정되어 멀티링크(토우-인, 0.12deg) 보다는 다소 불리하지만 구조상 불리한 CTBA 타입(토우-아웃, -0.10deg)보다는 유리한 특성을 보임을 확인하였다. 또한 트레일링암 부시와 허브 부시의 적절한 강성 설정으로 목표성능에 접근하고 있다..

Table 2에서 CGCS의 휠에서의 토우 계산 값과 컴플라이언스 해석시 토우 값과 다소 차이가 발생하였으나 이것은 해석모델에 CTBA 유연체 모델 적용한 것 등에 의한 차이로 추정된다.

4.3 실차 성능 평가

준중형급 CTBA 타입 적용 차량에 Fig. 10에서 보는 바와 같이 CGCS를 실제 제작하여 실차 성능 평가를 실시하였으며, 컴플라이언스 실차 측정을 통하여 보상된 토우의 양을 확인하였다.

Fig. 11(a)는 횡력이 가해졌을 때 외륜이 토우-아웃에서 토우-인으로 보상되어 멀티링크와 비슷한 성능을 보이며, Fig. 11(b)는 제동 토우-아웃량이 축소되어 멀티링크까지는 아니지만 토우보상이 됨을 나타낸다.



Fig. 10 CGCS proto-type

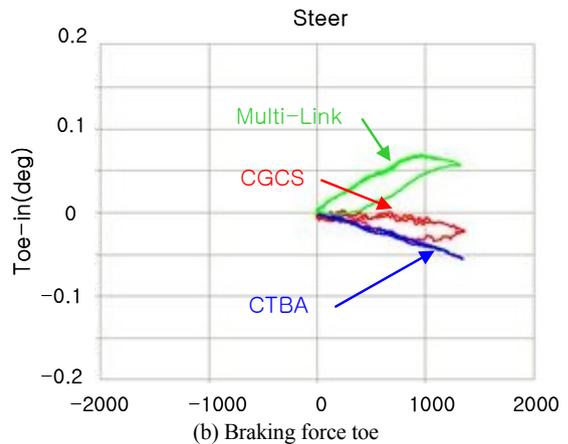
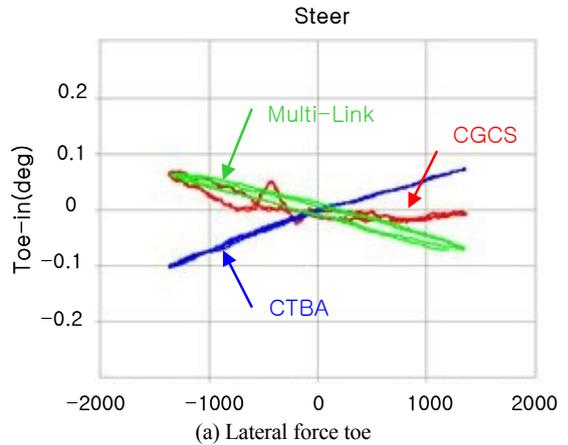


Fig. 11 Vehicle test results

이와 같은 컴플라이언스 결과로 0.4g 횡가속도로 선회중 0.4g 종가속도 발생 조건으로 주행 중 선회 제동 평가 결과, 차량의 오버스티어 증대로 인한 스핀(SPIN) 현상 시점이 지연됨을 확인할 수 있었다. 또한, 50m 반경의 원에서 횡가속도를 0g에서 1.0g까지 증가시키는 원선회 평가에서도 스핀 현상 시점이 지연됨을 확인할 수 있었다. 뿐만 아니라, 100kph 고속직진 주행 중 0.6g 급제동 조건에서도 제동 슐림양이 최소화됨을 확인할 수 있었다.

경소형차에서는 중량 좌우차에 의한 무게중심이 동으로 고속 제동시 슐림 현상 빈번히 발생하고 있다. 후륜이 토우-인으로 설정되면 차량의 언더스티어 특성이 증가하여 고속 제동시 발생하는 선회에 대한 차량의 슐림 양을 감소시킬 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 CTBA를 장착한 차량의 주행 성능 문제점을 극복하기 위하여 CTBA 지오메트리 보상 시스템을 제안하고 시험평가를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 본 연구에서 제안한 CTBA 지오메트리 보상시스템은 차량의 선회 및 선회제동시, 후륜 외륜에 발생하는 토우-아웃을 토우-인으로 보상한다.
- 2) 후륜의 토우-인 발생은 차량의 고속 선회 및 선회 제동시 언더스티어 경향을 증가시켜 선회 및 선회 제동 안정성이 개선됨을 이론, 해석, 실차 평가를 통하여 검증하였다.
- 3) 본 연구에서 제안된 구조는 CTBA 장착시 주변부의 패키지를 그대로 사용할 수 있어 멀티링크 대비 패키지 측면에서 유리하고 또한 중량, 원가 측면에서도 유리하다.

References

- 1) T. D. Gillespie, Fundamental of Vehicle Dynamics, SAE, pp.182-186, 1992.
- 2) B. Janarthnam, S. K. Ghodekar and A. A. Apte, "Virtual Development of Optimum Twist Beam Design Configuration for a New Generation Passenger Car," SAE 2007-01-3562, 2007.
- 3) D. C. EWbank, D. Allton and P. Whitehead and J. Reed, "Torsion Beam Rear Suspension With Toe-controlled Compliant Hubs," SAE 2000-01-0094, 2000.
- 4) H. Shimatani, S. Murata, K. Watanabe, T. Kaneko and H. Sakai, "Development of Torsion Beam Rear Susepnsion with Toe Control Links," SAE 1999-01-0045, 1999.