

## 차량의 조종안정성 향상을 위한 토 궤적 및 부싱 강성 선정

### Selection of toe geometry and bushing stiffness to improve the Vehicle Handling Characteristics

손정현\*, 김광석\*\*, 유완석\*\*\*  
Jeonghyun Sohn, Kwangsuk Kim, Wansuk Yoo

#### ABSTRACT

In this paper, a full vehicle model is developed to analyze toe and camber changes due to rack height variation and compliance. The AutoDyn7 program developed in G7 project is used for the computer simulation. Steady state cornering test was done to find the understeer gradient. Imposing a pulse steer input, Frequency Response Function(FRF) of yaw rate and lateral accelerations were evaluated. To verify the stability, the rhombus using four parameters is employed. Steer characteristics were evaluated by changing the rack height and the bushing lateral stiffness, which is installed between the low control arm and the chassis.

주요기술용어 : Vehicle Handling Characteristics(차량 핸들링 특성), Four Parameter Method(4인자법), Compliance Steer(컴플라이언스 조향), Bushing Stiffness(부싱 강성), Toe Geometry(토 궤적)

#### 1. 서론

차량의 성능을 평가하는 기준 가운데 승차감과 조종안정성은 매우 중요하므로 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. Xia[1]는 타이어의 코너링 강성에 따른 조종안정성을 평가하였고, 조병관[2]는 ADAMS를 이용한 차량 조종안정성을 해석하였으며, Schroder[3]는 타이어의 물성치가 차량의 과도 응답에 미치는 영향을 평가하였다.

현가 장치의 설계 시에 설계인자의 변화에 대한 전체적인 주행성능을 예측할 수 있다면 차량의 개발 기간 단축과 성능 향상을 도모할 수 있을 것이다.

차량이 곡선도로를 달릴 때에 조향에 대한 운동 특성은 차량의 기본 제원에 의해 어느 정도 결정되며, 현가 장치의 기하학적 구조 및 배치는 조종성능에 결정적인 영향을 미친다. 또한, 현가 장치의 부싱 강성(bushing stiffness) 변화에 따라 토 각(toe angle)이 변화하여 차량의 운동 특성이 달라지게 된다. 따라서 현가 장치의 구조 및 배치와 함께 고무 부싱의 강성을 변경시켜 조종성능을 향상시킬 수 있다.

본 논문에서는 차량 동역학 해석 전용 프로그램인 AutoDyn7[4,5,6]을 이용하여 전체 차량을 모델

\* 정회원, 부산대학교 대학원

\*\* 정회원, 안동과학대 자동차과

\*\*\* 정회원, 부산대학교 기계공학부

링하고, 조향 랙(steer rack) 높이의 변경과 더불어 로우 컨트롤 암(lower control arm) 부싱의 횡 강성을 고려하여 차량의 조종안정성을 평가하였다. 평가는 4인자 평가 방법[7](four parameter evaluation method)을 이용하여 행하였으며 이 평가를 통하여 조종안정성능을 높일 수 있는 조향 랙의 위치와 부싱의 강성을 선정하는 방안을 제시하였다.

## 2. 본론

### 2.1 차량 모델

본 논문에서 사용된 차량의 조향 장치는 랙-피니언형(rack-pinion type)이며, 전륜 현가 장치는 맥퍼슨 스트러트(MacPherson strut)형이고, 후륜 현가 장치는 트레일링암(trailing arm)을 가지는 비틀림 차축식(twist axle)으로 구성하였다. 전륜, 후륜 현가 장치의 구성도를 각각 Fig.1과 Fig.2에 도시하였다. 차량은 전체 23개의 강체(rigid body)와 28개의 조인트(joint) 그리고 4개의 부싱 및 4개의 스프링-댐퍼로 구성되어 있으며 전체 자유도는 25자유도이다.

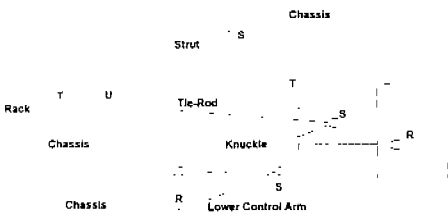


Fig.1 Front suspension



Fig.2 Rear suspension

### 2.2 현가 장치의 언더스티어 특성

고속 주행 시 차량의 조향각은 식(1)과 같이 표현되며 언더스티어 구배(understeer gradient)량에 의해 차량의 조향특성이 결정된다.

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + Ka_y \quad (1)$$

여기서,  $K$ 는 언더스티어 구배,  $a_y$ 는 횡 가속도,  $\delta$  조향 각,  $L$ 은 휠 베이스,  $R$ 은 선회반경이다.  $K$ 가 영(zero)인 경우를 뉴트럴 스티어(neutral steer),  $K > 0$ 인 경우를 언더스티어(understeer),  $K < 0$ 인 경우를 오버스티어(oversteer)라 한다.

차량의 선회 응답성에서 언더스티어 구배[8]는 선회시 요구되는 조향의 크기와 방향을 결정해 주는 것으로 차륜의 코너링 강성에 대한 앞 차축 또는 뒷 차축의 각 하중비를 표현한다. 이를 구하는 방법으로 정상원 선회시험(steady state cornering test)을 수행하였다.

정상원 선회의 시험방법으로는 조타각을 고정시키고 차속을 증가시키면서 시험하는 선회반경법과 선회 반경을 고정시키고 차속을 증가시키면서 시험하는 일정반경법[8]이 있는데 본 논문에서는 일정반경법을 이용하였다.

차량이 일정한 선회 반지름의 원을 가속하며 선회할 때, 구심 가속도 증가에 따른 특성 값 변화를 측정하여, 조종 안정성능을 횡 가속도 영역에서 고찰한다. 초기 속도 10 km/h에서 43 km/h 까지 속도를 증가시켜가며 반경 30m의 원을 선회하도록 시뮬레이션 하였다.

Fig.3은 차체의 진행 방향에 대한 횡 방향 변위를 나타내었고, Fig.4는 횡 가속도에 대한 조향각의 변화를 나타내었다. Fig.5는 횡 가속도에 대한 언더스티어 구배 변화를 나타내었다.

Fig.5를 보면 언더스티어 구배는 횡 가속도의 증가에 따라 점차적으로 증가하여 차량은 언더스티어 경향을 가짐을 알 수 있다.

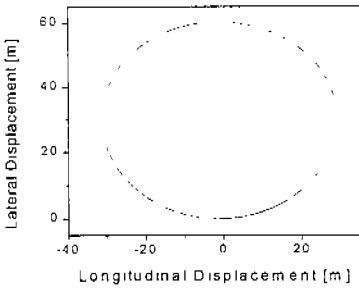


Fig.3 Body C.G. displacement

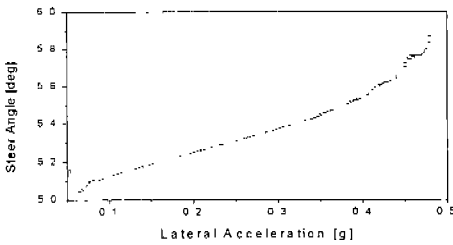


Fig.4 Steer angle vs lateral acceleration

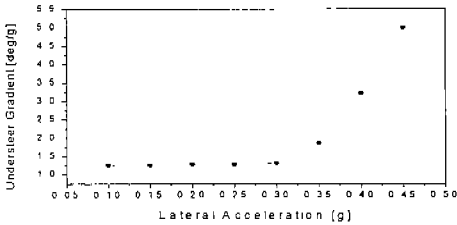


Fig.5 Understeer gradient vs lateral acceleration

### 2.3 조향 랙 높이에 따른 토(toe) 및 캠버(camber) 특성

조향 랙의 높이가 달라지면 휠 스트로크(wheel stroke)에 대한 토 및 캠버 특성이 달라지므로 차량 조종 특성이 달라지게 된다. 본 논문에서는 랙의 높이를 상향 5mm, 10mm, 하향 5mm, 10mm로 변화시켜가며 시뮬레이션 하였다. Fig.6에 조향 장치의 기구학적 구성도를 도시하였다.

랙의 수직 위치를 변화시키면 타이로드(tie rod)의 길이 혹은 랙의 길이가 변하게 된다. 본 논문에서

서는 타이로드의 길이를 고정시키고 랙의 수직 높이를 변화시켰으며 랙의 길이가 변하므로 연결점(P<sub>2</sub>)의 수직 위치 및 횡 방향 위치가 변한다. 타이로드를 기구학적으로 P<sub>1</sub>점을 중심으로 구 운동을 하게 되고 랙은 수직방향으로 움직이므로 구 방정식(식2)과 면 방정식(식3)을 이용하여 타이로드와 랙의 연결점(P<sub>2</sub>)의 좌표를 구할 수 있다.

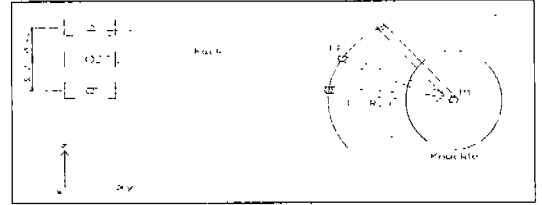


Fig.6 Steering system configuration

구 방정식 :

$$(x-x_1)^2+(y-y_1)^2+(z-z_1)^2=l^2 \quad (2)$$

여기서  $l$  = 타이로드의 길이, P<sub>1</sub> 점=(x<sub>1</sub>,y<sub>1</sub>,z<sub>1</sub>)

면 방정식 : 랙의 x방향 좌표  $x_r$  (3)

랙의 수직 위치  $z_r$ 을 대입하면 다음과 같이 P<sub>2</sub>점의 횡 방향 좌표  $y_2$ 를 구할 수 있다.

$$y_2 = y_1 \pm \sqrt{l^2 - (x_r - x_1)^2 - (z_r - z_1)^2} \quad (4)$$

후륜 현가 장치는 비틀림 차축식이므로 기본적으로 토제로(toe zero) 특성을 가진다. 전륜 현가 장치는 랙의 높이 변화를 주어 각각의 경우에 휠 스트로크에 따른 토 변화와 캠버 변화를 각각 Fig.7과 Fig.8에 도시하였다. 일반적으로 토변화 세로의 상황에서 전륜은 슬립각(slip angle)이 작아지는 방향(토아웃)으로 후륜은 커지는 방향(토인)으로 토 각을 발생시키면, 후륜의 코너링힘(cornering force)이 전륜보다 커져서 언더스티어 성능을 확보해갈 수 있다.

Fig.7을 보면 모든 경우에 정적 토(static toe)는 영(zero)이다. 범프 스티어 계수[9](bump steer coefficient)는 범프 제로에서의 범프에 따른 스티

어 변화의 기울기를 말하는데, 모든 경우에 대해서 음(-)이다. 렉의 높이가 낮을수록 음의 기울기가 커지므로 휠 스트로크에 따른 토 변화가 작다. 곡률은 토인으로 생기며, 코너링시 내륜의 토인 곡률은 슬립각을 줄이게 되어 언더스티어 특성을 갖게 한다. 본 논문에 사용된 차량의 현가 장치는 Fig.6에서 볼 수 있듯이 코너링 시에 내륜은 범프되어 토인으로, 외륜은 드롭(drop)되어 토아웃 특성을 지니므로 언더스티어 특성을 갖는다.

Fig.8을 보면 모든 경우에 정적 캠버(static camber)는 영(zero)이다. 휠 스트로크가 올라가면(bump) 캠버특성은 음(-)이 되고, 내려가면(drop) 양(+)의 특성이 된다. 코너링 시 좌우 하중이동에 의하여 내륜은 올라가게 되어 음(-)의 캠버를 가지고, 외륜은 내려가서 양(+)의 캠버를 가진다. 범프 캠버 계수[9](bump camber coefficient)는 범프 제로에서의 범프에 따른 캠버 변화의 기울기를 말하며 사시 롤의 효과를 억제하기 위해 보통 음이 되게 하는데 여기서는 모두 음(-)의 값을 가지며 각각의 경우에 있어서 기울기가 조금씩 달라짐을 볼 수 있지만 차이는 크지 않다.

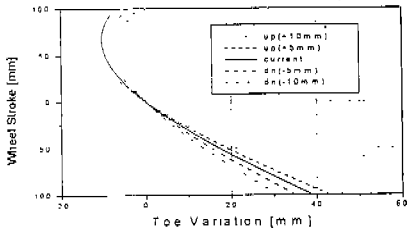


Fig.7 Toe variation due to wheel stroke

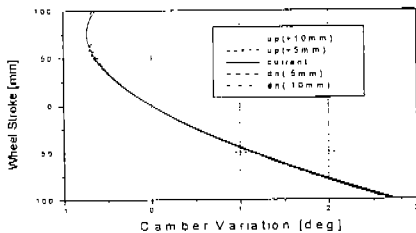


Fig.8 Camber variation due to wheel stroke

## 2.4 펄스(pulse) 조향

본 논문에서는 과도응답 해석을 수행하기 위해 차체와 랙 사이의 병진 조인트의 상대 변위로 펄스 조향 입력을 가하였다. 이상적인 임펄스(impulse)는 모든 주파수에서 파워를 가지나, 물리적으로는 불가능하므로, 적절히 근사한 모양과 기간이 사용되는데 사각 펄스, 삼각 펄스, 반사인 펄스 등이 사용되며 여기서는 반사인(half sine) 펄스를 사용하였다.

Fig.9에 조향 입력 신호를, Fig.10에 입력 펄스의 파워스펙트럼 밀도(PSD, Power Spectral Density)를 도시하였다. 펄스 조향 입력의 최대 진폭은 사시 중심의 최대 횡 방향 가속도가 0.3g~0.4g가 되도록 1cm로 주었다. 가속도 크기 0.4g는 선형 범위 내에 있으므로 사인 스위프(sinusoidal sweeps)으로부터 계산된 주파수응답과 거의 동일한 결과를 준다고 알려져 있다[10]. 펄스 폭은 0.3초로 주었으며 3Hz까지 충분한 파워를 가지는 것을 볼 수 있다.

Heydinger[10]는 펄스 테스트 방법을 제시하였고, Vedamuthu[11]는 다양한 펄스 모양과 기간에 대해서 테스트하였다. 입력은 관심 주파수대에서 충분한 파워를 가져야 하며 관심 주파수대에서의 파워스펙트럼(power spectrum)의  $F(i\omega)/F(i0)$  값이 0.2 이상이어야 좋은 결과를 기대할 수 있으며 펄스 폭이 짧을수록 주파수 대역이 넓어진다.

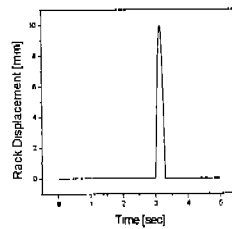


Fig.9 The pulse input

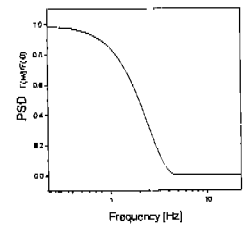


Fig.10 PSD of pulse

## 2.5 렉 높이가 변화에 따른 결과

80km/h의 속력으로 직진 주행중인 차량에 펄스 조향 입력을 가하여 시뮬레이션 하였다. Fig.11

은 차체의 요 속도의 시간응답이며, Fig.12는 차체의 횡 가속도의 시간응답이다.

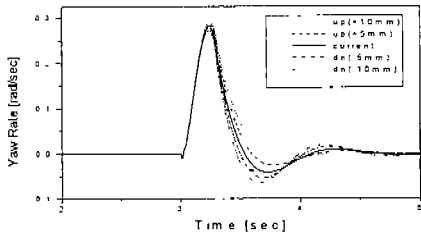


Fig.11 Yaw rate of body

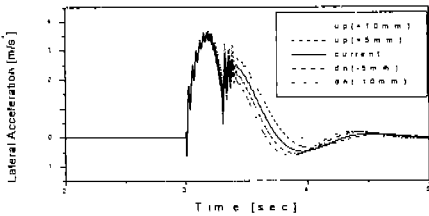


Fig.12 Lateral acceleration of body C.G

Fig.11과 Fig.12에서 볼 수 있듯이 전체적인 경향은 거의 같으며, 조향 시작점에서 요 속도나 횡 가속도가 조향 입력의 반대방향으로 발생하는 것을 볼 수 있는데 이것은 조향시 타이로드가 휠을 밀어낼 때 로우 컨트롤 암의 부싱의 휨 때문에 순간적으로 요 속도와 횡 가속도가 반대로 작용하기 때문인 것으로 사료된다. 시간영역에서 구한 응답을 FFT를 사용하여 주파수 변환하여 주파수 영역 응답을 구하고 4인자 법을 사용하여 특성을 평가하였다.

Fig.13에 요 속도 응답이득을 도시하였고, Fig.14에 횡 가속도 응답 위상을 도시하였다. 표1에 4인자를 나타내었고 Fig.15에 사방형(rhombus)을 도시하였다. 4인자는 요 속도 응답으로부터 정상상태 이득( $a_1$ ), 요 속도 응답진동수( $f_n$ ), 요 속도 감쇠비( $\zeta$ )를, 횡 가속도 응답으로부터 1Hz에서의 위상차( $\phi$ )를 구한다. 여기서  $a_1$ 은 방향 조종용이성(heading easiness)을 나타내며 주파수 영역에서의 요 속도  $Y(j\omega)$ 의 진폭

(magnitude)  $|Y(j\omega)|$ 의  $\omega=0$ 에서의 값이고 클수록 조종성이 좋음을 의미한다.  $f_n$ 은 요 속도 응답진동수로서 방향조종 응답성(heading response)을 나타내며 주파수 0 Hz부터 최대  $|Y(j\omega)|$ 에서의 주파수보다 약간 큰(보통 3Hz)사이에서 요 속도  $Y(j\omega)$ 의 위상(phase)값의 변화가 가장 큰 주파수를 취하여 구하고 값이 클수록 응답이 빠름을 의미한다.  $\zeta$ 는 요 속도 감쇠비로서 과도응답특성으로서 방향 감쇠성(directional damping)을 나타내며 시간 영역에서 요 속도  $Y(t)$ 의 극대값의 감쇠비(decay ratio)를 측정하여 구하고 값이 클수록 코스 수렴성이 좋지만, 일반적으로 0.7 ~ 0.9가 적당하다.  $\phi$ 는 추종 제어성(following controllability)을 나타내며 1Hz에서 횡 가속도 위상을 취하여 구하고 작을수록 긴급조종 성능이 좋다.

이들 네 개의 인자를 사방형으로 나타내면 한눈에 차량의 조종성능을 알 수 있어서 유용하며, 비슷한 타이어를 비교할 때도 유용하다. 사방형의 면적은 조종능력을 나타내며, 찌그러짐이 제1사분면으로 치우치면 언더스티어 경향을, 제3사분면으로 치우치면 오버스티어 경향을 나타낸다.

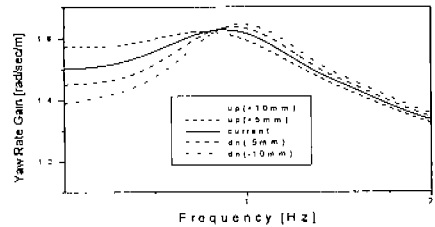


Fig.13 Yaw rate gain

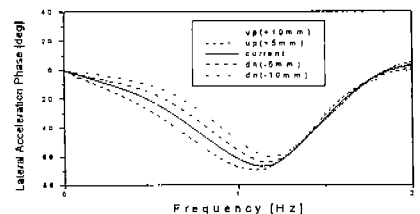


Fig.14 Lateral acceleration phase

Table 1 Four parameters due to rack height change

CASE	al	fn	$\zeta$	$\psi$
up(10)	1.63	0.8	0.951	71.9
up(5)	1.57	0.8	0.644	67.3
current	1.5	0.8	0.544	61.6
down(5)	1.45	1.0	0.466	55.6
down(10)	1.39	1.0	0.420	48.8

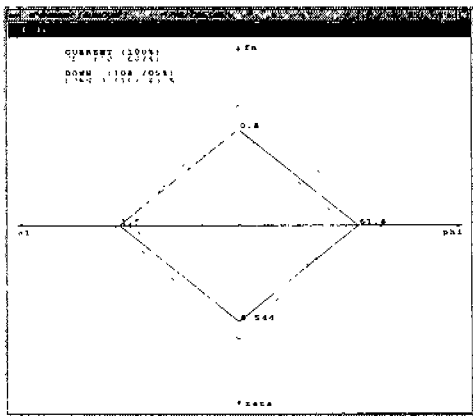


Fig.15 The rhombus due to rack height change

Fig.15는 AutoDyn7의 후처리를 이용하여 구한 그림이다. 사방형은 기존 모델의 4인자를 기준으로 각 경우의 4인자를 정규화하여 그렸으며 면적은 기존 모델의 면적을 100%로 두고 상대적인 크기(%)로 표시하였다.

Fig.15를 보면 랙의 높이를 올렸을 때 오버스티어 경향을, 내렸을 때 언더스티어 경향을 나타낼 수 있다. 이 차량은 언더스티어 특성을 지니고 있으므로 안정성은 좋으나 조종성은 약간 떨어지므로 랙의 높이를 변화시켜 약간 오버스티어 특성을 확보해 가는 것이 바람직하다. 오버스티어 특성을 확보해 가려면 랙의 높이를 올려주면 되지만, 너무 올리게 되면 요 속도 감쇠비가 너무 커지게 되고 위상이 더 지연되므로 바람직하지 않다. 따라서, 랙의 높이를 5mm 올리고 나머지 부족한 부분은 부싱의 강성을 이용하여 조절한다.

## 2.6 부싱 횡 강성 변화에 따른 영향

Fig.16은 로우 컨트롤 암과 조향 타이로드의 연결을 보여주는 그림인데, A점과 B점은 로우 컨트롤 암이 차체와 부싱으로 연결되는 점이며 A를 전방 부싱점, B를 후방 부싱점이라 둔다.

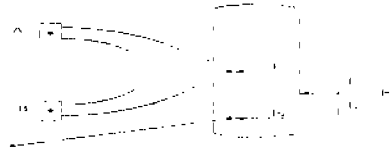


Fig.16 Bushing contact points

부싱이 있는 경우 코너링시에 코너링 힘  $F$ 가 들어오게 되면 이 힘은  $F_1$ 과  $F_2$ 로 나누어지며, 거리  $l_1$ 과  $l_2$ 에 따라 결정된다.  $F_1$ 에 의해 휠 중심이 내측으로 약간 이동하게 되고 타이로드가 거리구속에 의해 구속되므로  $F_2$ 에 의해서는 휠이 이동하지 않는다. 따라서, 부싱 모델은 조인트 모델에 비해 약간 오버스티어 경향을 띠게 된다. 부싱의 유연성에 기인한 감쇠력 때문에 승차감은 좋아진다. 부싱 A, B점의 강성이 서로 다르면 부싱 강성의 차이에 따라 토 변화가 생기게 되지만 그 차이는 아주 작으며 전체적인 부싱의 횡 강성에 영향을 받는다. 차량에 따라 현가 장치의 기하학적 구조에 못지 않게 부싱 강성 또한 중요한 설계인자가 된다.

차량의 언더스티어 특성을 줄이고 조종성을 높이기 위하여 랙의 높이를 기존 모델로부터 상향 5mm로 조정한 후, 표2와 같이 부싱 횡 강성을 설정하고 시뮬레이션 하였다. 표3에는 시뮬레이션 하여 얻은 4인자를 나타내었고 Fig.17에는 사방형을 도시하였다.

Table 2 Variations of bushing stiffness (rack up, 5mm)

CASE	랙높이	부싱 횡 강성
current	현재 랙 높이	7818570 [N/m]
UP5	랙 높이 상향 5mm	7818570 [N/m]
U5B50	랙 높이 상향 5mm	7818570×0.5
U5B10	랙 높이 상향 5mm	7818570×0.1

Table 3 Four parameters due to bushing characteristics (rack up, 5mm)

CASE	$a_1$	$f_n$	$\zeta$	$\psi$
current	1.388	0.8	0.420	48.8
UP5	1.57	0.8	0.644	67.3
U5B50	1.575	0.8	0.667	68
U5B10	1.639	0.6	0.712	72.1

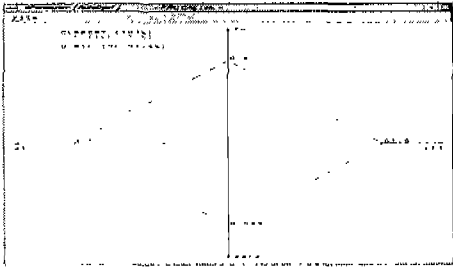


Fig.17 The rhombus due to bushing characteristics (rack up, 5mm)

Fig.17을 보면 부상 횡 강성을 낮추면 오버스티어 특성이 나타남을 알 수 있다. 부상 횡 강성을 반으로 줄이면 요 속도 감쇠비가 조금 증가하여 코스 수렴성이 좋아지는 반면 위상이 증가하여 긴급 조종 성능이 조금 떨어짐을 알 수 있으며 면적이 증가하여 전체적인 조종 능력은 좋아진다. 한편, 부상 횡 강성을 1/10으로 낮추었을 때는 정상상태 이득이 커져서 조종 성능이 증가하고 요 속도 감쇠비가 커져서 코스 수렴성은 좋아지지만, 요 속도 응답 진동수가 작아지므로 응답이 늦어진다. 또한, 위상이 커져서 긴급 조종 성능이 떨어지게 되고 전체적인 면적이 작아지므로 조종 능력이 떨어짐을 알 수 있다. 그러므로 언더스티어 특성을 가지는 본 논문의 차량의 조종 성능을 높이기 위해서는 랙의 높이를 상향 5mm로, 부상 횡 강성을 현재의 값의 절반으로 낮추는 것이 좋음을 확인하였다.

한편, 강한 언더스티어 특성을 확보하기 위해서는 랙의 높이를 낮추는 것이 필요하다. 따라서, 랙의 높이를 기존 모델로부터 10mm 낮추고 부상의 횡 강성을 표4와 같이 설정하고 시뮬레이션 하였다. 표5에 4인자를 나타내었고, Fig.18에 사방형을

도시하였다.

Table 4 Variations of bushing stiffness (rack down, 10mm)

CASE	랙 높이	부상 횡 강성
current	현재 랙 높이	7818570 [N/m]
DOWN10	랙 높이 하향 10mm	7818570 [N/m]
D10B50	랙 높이 하향 10mm	7818570 × 0.5
D10B10	랙 높이 하향 10mm	7818570 × 0.1
D10B150	랙 높이 하향 10mm	7818570 × 1.5
D10B1000	랙 높이 하향 10mm	7818570 × 10

Table 5 Four parameters due to bushing characteristics (rack down, 10mm)

CASE	$a_1$	$f_n$	$\zeta$	$\psi$
current	1.5	0.8	0.544	61.6
DOWN10	1.388	1.0	0.420	48.8
D10B50	1.394	1.0	0.421	49.4
D10B10	1.436	1.0	0.436	52.0
D10B150	1.387	1.0	0.419	48.8
D10B1000	1.386	1.0	0.417	48.6

Fig.18을 보면 랙 높이를 낮추었을 때 전체적으로 언더스티어 특성이 나타남을 알 수 있으며 횡 강성이 작을수록 약간의 오버스티어 특성, 클수록 약간의 언더스티어 특성이 나타남을 알 수 있지만 차이는 크지 않다. 언더스티어 특성을 높이기 위해서는 본 논문에 사용된 모델의 경우 랙의 높이를 하향 10mm로 하고 부상 횡 강성을 크게 할 필요가 있음을 알 수 있다.

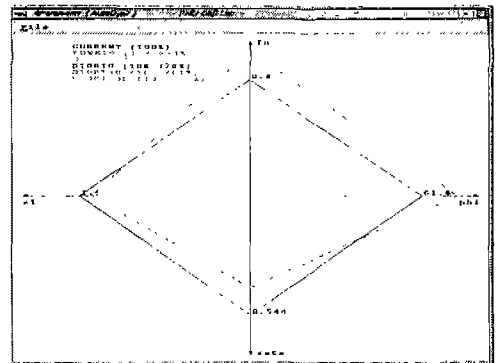


Fig.18 The rhombus due to bushing characteristics (rack down, 10mm)

조종성과 안정성 둘 다를 만족시키기 위해서는 본 논문에 사용된 차량의 경우 언더스티어 특성을 지닌 차량으로서 랙의 높이를 5mm 상향 이동시켜 현재 차량에 비해서 오버스티어 특성이 나타나도록 하고 횡 방향 부싱 강성을 절반으로 줄여서 요 속도 감쇠비 또한 커지도록 하는 것이 가장 좋음을 알 수 있었다. 한편, 차량이 보다 강한 언더스티어 특성을 띠도록 하기 위해서는 랙의 높이를 낮추고 부싱 횡 강성을 조절해 나가야 할 것으로 사료된다.

### 3. 결론

차량 동역학 해석 프로그램 AutoDyn7을 이용하여 차량을 모델링하고 정상원 선회시험으로 차량의 언더스티어 특성을 살펴 보았다. 또한, 조향 랙의 높이변화에 따른 토 및 캠버 변화를 살펴보고 반사인 펄스 조향을 가하여 과도 응답 해석을 수행하였다.

조향 랙의 높이 변화를 주고 부싱의 횡 강성 변화에 따른 영향을 고려하여 차량 조종 안정성을 검토해본 결과 본 논문에 사용된 차량의 경우 랙의 높이를 낮출수록 언더스티어 경향이 강해지고 올릴수록 오버스티어 경향이 강해지는 것을 알 수 있었다.

또한, 부싱의 횡 강성을 고려할 때 차량의 언더스티어나 오버스티어 특성이 영향받음을 확인하였다. 부싱 횡 강성을 낮춤으로써 오버스티어 특성을, 올림으로써 언더스티어 특성을 얻을 수 있음을 알 수 있었다. 하지만 그 영향은 현가 장치의 기구학적 구조나 배치에 따른 영향과 비교해서 크지 않음을 알 수 있었다. 그러므로, 차량을 설계할 때 현가 장치의 구조를 먼저 설계하고, 조향 장치의 설계인자를 결정한 다음 부싱의 강성을 조절하여 최종 설계해나가야 할 것으로 사료된다.

### 후 기

이 논문은 한국과학재단 특정 기초 연구(과제번호 97-0200-1001-5)의 지원으로 수행되었습니다.

### 참고문헌

1. X. Xia and J.N.Willis, "The Effects of Tire Cornering Stiffness on Vehicle Linear Handling Performance", SAE 950313.
2. 조병관, 송성재, "ADAMS를 이용한 차량 조종안정성 해석", 한국자동차공학회 논문집 제4권 제5호, pp.109~118, 1996.
3. C.Shroder and S.Chung, "Influence of Tire Characteristic Properties on the Vehicle Lateral Transient Response", Tire Science and Technology, TSTCA, Vol23, NO.2, April-June pp. 72~95, 1995.
4. 유완석, 김광석, 김외조, 강동권, 1997, "차량 동역학 해석 프로그램 AutoDyn7의 개발 (II)." 한국 자동차 공학회 차량운동성능부문 학술강연회, pp.46~55, 국민대학교.
5. 유완석, 김광석, 박영욱, 1994, "차시 시스템의 차량동역학 해석기술," G7 1차년도 최종보고서.
6. 김광석, 차량 동역학 해석 프로그램 AutoDyn7의 개발, Ph.D thesis, 부산대학교, 1998.
7. T. Mimuro, "Four Parameter Evaluation Method of Lateral Transient Response", SAE 901734
8. Thomas D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", 1992.
9. John. C. Dixon, "Tires, Suspension and Handling", 1994.
10. G. T. Heydinger, "Pulse Testing Techniques Applied to Vehicle Handling Dynamics", SAE 930828.
11. S. Vedamuthu, "An Investigation of the Pulse steer Method for Determining Automobile Handling Qualities", SAE 930829.