

(논문) SAE NO. 96370071

차량의 선회성능에 미치는 현가장치 설계인자의 영향에 관한 연구

A Study on the Effects of Suspension Design Parameters on Cornering Performances of a Vehicle

이 장 무,* 윤 중 락,** 강 주 석,** 정 종 혁,*** 탁 태 오****
J. M. Lee, J. R. Yun, J. S. Kang, J. H. Jeong, T. O. Tak

ABSTRACT

In this paper the effects of suspension design parameters on the steady-state cornering performance of vehicles are studied. To investigate the understeer characteristics of vehicles, steady-state cornering equations are derived from a two-track model which is expanded from a simple one-track model. The effects of the suspension design parameters as well as those of lateral load transfer are taken into consideration. To verify the equation, a skid pad test was carried out with a domestic passenger car. The design parameters of the vehicle are measured using a Suspension Parameter Measuring Device(SPMD). Based on these results, parameter studies are carried out to determine the effect of design parameters on the cornering performance of a vehicle, both in low and high acceleration region.

주요기술용어 : Steady state cornering(정상상태 선회), Suspension design parameters(현가장치 설계 인자), Understeer(언더스티어), Parameter analysis(파라미터 해석)

1. 서 론

자동차의 정상상태 선회주행시 언더스티어나 오버스티어와 같은 동적거동은 선회성능의 객관적인 평가요소로서 널리 이용되고 있다. 현가 장

치를 설계할 때 언더스티어를 결정하는 일반적인 절차를 살펴보면, 먼저 승차 주파수를 설정하고 차량의 롤 유연성(roll compliance), 하중 이동 특성을 결정한 후 차량이 횡방향 힘을 받을 때 바람직한 횡가속도 게인(lateral acceleration gain)을 결정하는 과정에서 언더스티어가 고려된다. 따라서, 현가 장치의 기구학적 특성과 타이어 특성, 스프링 및 부싱(bushing)등의 컴플라이언스(compliance) 특성은 차량의 동적 성능에 직접 영향을 미치므로, 이러한 인자들이 차량

* 정희원, 서울대학교 기계설계학과

** 정희원, 서울대학교 대학원 기계설계학과

*** 서울대학교 대학원 기계설계학과

**** LG산전(주)

***** 정희원, 강원대학교 기계공학과

의 선회성능에 미치는 영향을 규명할 수 있으면 설계의 최적화를 기하고 개발 기간을 줄일 수 있다. 본 연구에서는 Bundorf¹⁾ 등이 제안한 one-track 모델을 이용한 조향관계식을 two-track 모델에 대해 확장하여, 차량의 각종 컴플라이언스나 롤 스티어와 같은 현가장치의 특성과 차량의 각종 제원과 관련된 설계 파라미터를 포함하는 정상상태 조향관계식을 유도하였다. 현가장치의 특성과 관련된 설계 파라미터는 현가인자 측정장치등을 이용하여 측정하였으며, 측정된 값을 이론식에 대입하여 실차 주행시험의 결과와 비교 검토하였다.

차량의 언더스티어에 대한 연구는 Stonex²⁾가 처음으로 스킵드 패드(skid pad) 시험에서 언더스티어 특성을 차량의 설계인자 중 후방 롤조향(roll steer)과 캠버의 영향을 고려하여 정량화한 이래, Lind-Walker³⁾는 외력이 차량에 작용할 때 요(yaw) 운동이 일어나지 않은 점을 중립조향점(neutral steer point)이라고 정의하고 이 점에서 무게중심까지의 거리로서 언더스티어 정도를 나타내었으며 중립 조향선의 위치를 구하는 시험 방법도 제시하였다. Bundorf 등^{1), 4)}은 선회주행시 중립스티어(neutral steer) 차량의 제어 민감도의 절반이 되는 전방속력을 특성속력(characteristic speed)이라고 정의하고 이 특성속력과 언더스티어와의 관계를 정립하였으며 선회 성능을 기술할 때 선회 컴플라이언스(cornering compliance)의 개념을 도입하였다. Willumeit 등⁵⁾은 one-track 모델과 two-track 모델의 해석과 비교를 통하여 복잡한 다자유도계의 모델보다는 간단한 수학적 모델과 함께 정확도 높은 타이어 모델을 사용하는 것이 개발 초기 단계의 해석에서 더 유용함을 검증하였다. Lukovskí 등⁶⁾은 일정한 전방속도로 선회주행을 하는 차량에 대한 정상상태의 방향응답성(directional response)을 간단한 수학적 모델로부터의 해석적 유도를 통하여 연구하였다.

2. 정상상태 조향 관계식

Fig.1은 전방속도 V로 정상상태 선회주행을

하는 자동차를 간략화한 one-track 모델이다. 조향입력각과 타이어의 슬립각이 작다고 가정하면 전후륜의 슬립각과 조향입력각의 관계식, 힘과 모멘트의 관계식, 선회력과 슬립각의 관계식으로부터 언더스티어의 관계식이 유도된다. 타이어의 슬립과 변형조향, 롤 조향을 포함한 관계식은 다음과 같다¹⁾.

$$\delta = \frac{L}{R} + (\alpha_f + \delta_{\alpha f} + \delta_{\phi f}) - (\alpha_r + \delta_{\alpha r} + \delta_{\phi r}) \quad (1)$$

여기에서, α_f, α_r 은 슬립각을 나타내며 $\delta_{\alpha f}, \delta_{\alpha r}$ 은 타이어에 횡방향으로 가해지는 선회력과 정렬토크에 의한 타이어의 변형조향을 나타내며 $\delta_{\phi f}, \delta_{\phi r}$ 은 차량의 롤에 의해 나타나는 롤 조향을 의미한다.

타이어의 뉴메틱트레일 P_f, P_r 을 고려하면, y 방향의 힘의 평형과 질량중심에 대한 z방향의 모멘트의 평형의 관계식은 다음과 같다.

$$F_{yf} + F_{yr} = Wa_y \quad (2)$$

$$F_{yf}(a - P_f) - F_{yr}(b + P_r) = 0 \quad (3)$$

식 (2)와 (3)으로 부터 전후 차륜에 작용하는 횡방향 힘 F_{yf} 와 F_{yr} 을 계산하고 힘이나 모멘트에 의한 변형조향과 롤 조향식을 대입하면 횡가속도에 대한 조향각간의 관계를 나타내는 조향관계식이 구해진다^{1), 7)}.

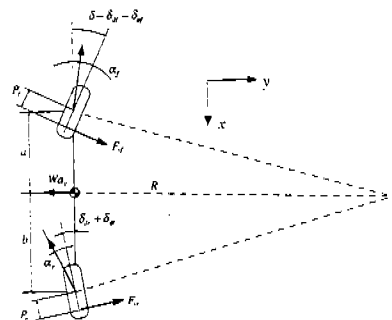


Fig.1 one-track Model of a Cornering Vehicle

$$\begin{aligned} \delta = & \frac{L}{R} + \left[\frac{W_f}{2C_{\alpha f}} \left(1 + \frac{P_r}{b} \right) - \frac{W_r}{2C_{\alpha r}} \left(1 - \frac{P_f}{a} \right) \right] a_y \\ & + \left[\frac{W_l}{2} (E_{\alpha l} P_f + E_{\alpha l}) \left(1 + \frac{P_r}{b} \right) \right. \\ & \left. - \frac{W_r}{2} (E_{\alpha r} P_r + E_{\alpha r}) \left(1 - \frac{P_f}{a} \right) \right] a_y \\ & + [E_{\phi f} - E_{\phi r}] R_{\phi} a_y \\ & + \left[\frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \Gamma_f - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \Gamma_r \right] R_{\phi} a_y \\ = & \frac{L}{R} + K a_y \end{aligned} \quad (4)$$

여기에서 Γ_f, Γ_r 은 롤 캠버 계수를 의미하며 R_{ϕ} 는 횡가속도에 대한 롤 계인을 나타낸다. 또, C_{α} 는 선회강성을 나타내며, C_{γ} 는 캠버강성을 나타낸다. 식 (4)로부터 횡가속도에 대한 조향각의 변화의 구배로 정의되는 언더스티어 계수 K 를 구할 수 있으므로 조향성능을 예측할 수 있지만 식 (4)는 롤 운동에 관한 파라미터인 롤 중심 높이, 무거운중심의 높이 등을 포함하지 않으면 이로 인해 횡방향 하중전이에 의한 영향도 고려되지 않으므로 실제 결과와 차이가 있게 된다.

차량 선회시 안쪽 track과 바깥쪽 track의 차이를 무시한 one-track 모델과는 다르게 Fig.2와 같이 내외측의 슬립각과 선회력을 독립적으로 고려한 two-track 모델을 사용하여 조향관계식을 유도한다. 여기서도 one-track 모델에서와 마찬가지로 전륜의 조향과 타이어의 슬립각과 변

형조향, 롤 조향에 대해 세 가지의 관계식을 세울 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta_i = & \frac{\delta_{sw}}{G_i} = \frac{L}{R - T/2} + (\alpha_{ri} - \alpha_{ri}) \\ & + (\delta_{\alpha ri} - \delta_{\alpha ri}) + (\delta_{\phi ri} - \delta_{\phi ri}) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \delta_o = & \frac{\delta_{sw}}{G_o} = \frac{L}{R - T/2} + (\alpha_{ro} - \alpha_{ro}) \\ & + (\delta_{\alpha ro} - \delta_{\alpha ro}) + (\delta_{\phi ro} - \delta_{\phi ro}) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} [\alpha_{ri} + \delta_{\alpha ri} + \delta_{\phi ri}] - \frac{R + T/2}{R - T/2} \\ [\alpha_{ro} + \delta_{\alpha ro} + \delta_{\phi ro}] = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 윤간거리는 $T = \frac{1}{2}(t_f + t_r)$ 이며, 위 식들에서 하첨자 i 와 o 는 각각 안쪽 트랙과 바깥쪽 트랙을 의미한다. 식 (5)와 식 (6)은 각각 전륜의 안쪽과 바깥쪽 바퀴의 조향각과 슬립각, 변형조향과의 관계를 나타내며 식 (7)은 후차축의 내륜과 외륜에서의 슬립각과 변형조향의 관계를 나타낸다.

two-track 모델에서는 내외륜의 선회력이 독립적으로 고려되지만 내측과 외측에서의 힘과 모멘트의 평형은 one-track 모델에서의 관계식 (2)와 (3)을 만족하므로 내측과 외측에 대한 힘과 모멘트의 식은 다음과 같다.

$$F_{yfi} + F_{yfo} = F_{yf} = W_f \left(1 + \frac{\bar{P}_r}{b} \right) a_y \quad (8)$$

$$F_{yri} + F_{yro} = F_{yr} = W_r \left(1 - \frac{\bar{P}_f}{a} \right) a_y \quad (9)$$

여기서, \bar{P}_f 와 \bar{P}_r 은 $\bar{P}_f = \frac{P_{fi} + P_{fo}}{2}$, $\bar{P}_r = \frac{P_{ri} + P_{ro}}{2}$

로 정의되며, W_f, W_r 은 각각 전후륜의 축하중을 의미한다.

한편, 타이어의 슬립각과 캠버 추력, 선회력

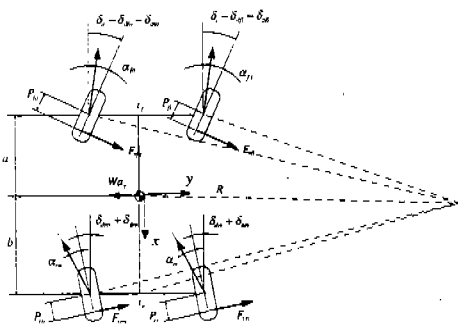


Fig.2 two-track Model of Cornering Vehicle

간의 관계식은 각각의 바퀴에 대해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_y = C_a a - C_r \Gamma R_\phi a, \quad (10)$$

위 식의 선회강성 C_a 와 캠버강성 C_r 는 각각 $C_a = C_a(F_z)$, $C_r = C_r(F_z)$ 와 같이 수직하중 F_z 의 함수이다. 수직하중 F_z 는 Fig.3에서와 같이 롤 운동에 의한 하중전이를 고려하면 다음과 같이 횡가속도의 함수로 나타낼 수 있다.

$$F_{zfi} = \frac{W_f}{2} - \Delta F_{zf} = \frac{W_f}{2} - \frac{1}{t_f} (W_f h_f + K_{\phi f} R_\phi) a_y, \quad (11)$$

$$F_{zfo} = \frac{W_f}{2} + \Delta F_{zf} = \frac{W_f}{2} + \frac{1}{t_f} (W_f h_f + K_{\phi f} R_\phi) a_y, \quad (12)$$

$$F_{zri} = \frac{W_r}{2} - \Delta F_{zr} = \frac{W_r}{2} - \frac{1}{t_r} (W_r h_r + K_{\phi r} R_\phi) a_y, \quad (13)$$

$$F_{zro} = \frac{W_r}{2} + \Delta F_{zr} = \frac{W_r}{2} + \frac{1}{t_r} (W_r h_r + K_{\phi r} R_\phi) a_y, \quad (14)$$

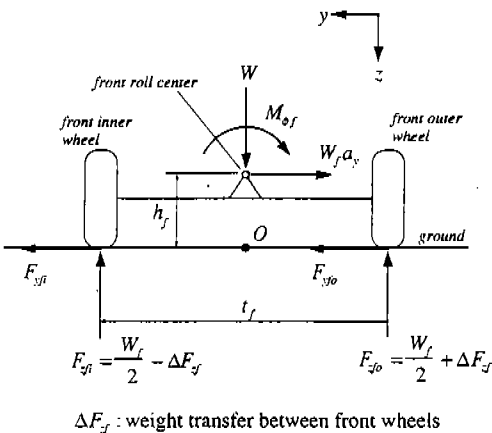


Fig.3 Consideration of Roll Motion

여기서, 임의의 횡가속도에 대한 선회강성 C_{afi} , C_{afo} , C_{ari} , C_{aro} 와 캠버 강성 $C_{r,fi}$, $C_{r,fo}$, $C_{r,ri}$, $C_{r,ro}$ 은 타이어 데이터로부터 구할 수 있다.

식 (10)을 식 (8), (9)에 대입하면 다음과 같은 식이 구해진다.

$$C_{afi} a_{fi} + C_{afo} a_{fo} = \left[W_f \left(1 + \frac{\bar{P}_f}{b} \right) + (C_{r,fi} + C_{r,fo}) \Gamma_f R_\phi \right] a_y, \quad (15)$$

$$C_{ari} a_{ri} + C_{aro} a_{ro} = \left[W_r \left(1 - \frac{\bar{P}_r}{b} \right) + (C_{r,ri} + C_{r,ro}) \Gamma_r R_\phi \right] a_y, \quad (16)$$

한편 정렬토크에 의한 변형조향계수 $E_{a,f}$ 와 횡방향 힘에 의한 변형조향계수 $E_{l,f}$ 를 동시에 고려하면 4륜에 대한 각각의 변형조향은 다음식과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \delta_{afi} &= \left(E_{a,f} \frac{N_{afi}}{C_{afi}} + E_{l,f} \right) F_{y,fi} \\ &= \left(E_{a,f} \frac{N_{afi}}{C_{afi}} + E_{l,f} \right) (C_{afi} a_{fi} - C_{r,fi} \Gamma_f R_\phi a_y) \\ &= (E_{a,f} N_{afi} + E_{l,f} C_{afi}) a_{fi} \\ &\quad - C_{r,fi} \Gamma_f R_\phi \left(E_{a,f} \frac{N_{afi}}{C_{afi}} + E_{l,f} \right) a_y, \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \delta_{afo} &= (E_{a,f} N_{afo} + E_{l,f} C_{afo}) a_{fo} \\ &\quad - C_{r,fo} \Gamma_f R_\phi \left(E_{a,f} \frac{N_{afo}}{C_{afo}} + E_{l,f} \right) a_y, \end{aligned} \quad (18)$$

$$\delta_{ari} = (E_{a,r} N_{ari} + E_{l,r} C_{ari}) a_{ri}$$

$$-C_{rrr} \Gamma_r R_\phi \left(E_{ar} \frac{N_{ari}}{C_{ari}} + E_{lr} \right) a_y \quad (19)$$

$$\delta_{\alpha_o} = \left(E_{ar} N_{aro} + E_{lr} C_{aro} \right) \alpha_{r_o} - C_{rrr} \Gamma_{r_o} R_\phi \left(E_{ar} \frac{N_{aro}}{C_{aro}} + E_{lr} \right) a_y \quad (20)$$

또, 롤 조항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_{\phi_{fi}} = \delta_{\phi_{fo}} = E_{\phi_f} R_\phi a_y \quad (21)$$

$$\delta_{\phi_{ri}} = \delta_{\phi_{ro}} = E_{\phi_r} R_\phi a_y \quad (22)$$

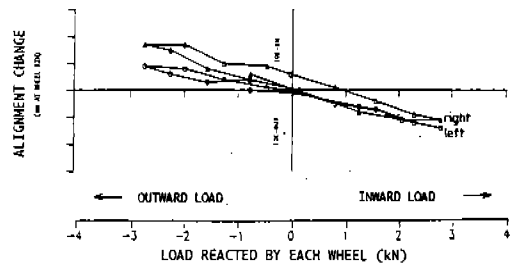
식 (17)~(20)를 식(5)~(7)에 대입하고, 식 (5)~(7)과 식 (15), (16)를 정리하여 나타내면 다음과 같은 행렬식이 된다. 따라서, two-track 모델에 대한 결과는 임의의 횡가속도 a_y 에 대해 α_{fi} , α_{fo} , α_{ri} , α_{ro} , δ_{sw} 를 계산하는 형식이 되며, 횡가속도를 입력값으로 하여 A_{ij} , B_i 의 값을 계산하고, 이로부터 슬립각과 조항각을 계산한다. 행렬식의 계수는 Appendix에 주어져 있다.

$$\begin{bmatrix} A_{11} & 0 & A_{13} & 0 & A_{15} \\ 0 & A_{22} & 0 & A_{24} & A_{25} \\ 0 & 0 & A_{33} & A_{34} & 0 \\ A_{41} & A_{42} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{53} & A_{54} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{fi} \\ \alpha_{fo} \\ \alpha_{ri} \\ \alpha_{ro} \\ \delta_{sw} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \end{bmatrix} \quad (23)$$

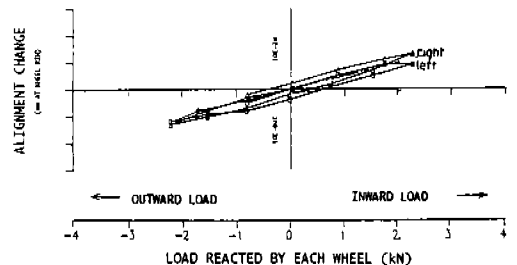
언더스티어 특성에 대한 이론식은 현가계의 각종 인자와 타이어에 대한 광범위한 자료를 요구한다. 국내에서 생산되는 특정 차량의 현가계 설계인자와 타이어 데이터를 현가인자측정장치(SPMD; Suspension Parameter Measuring Device)와 타이어 데이터 측정 장치로 측정하였다. 언더스티어를 해석적으로 유도한 식에는 현가계 여러가지 설계 인자들이 포함되어 있다. 이 설계 인자들은 자동차의 롤 운동의 기구학과 관련된 인자, 횡방향 힘 및 모멘트에 의한 변형에 관한

인자, 타이어 특성에 관한 인자 등이며, 이들 인자는 현가 장치의 기구학적 구조나 타이어 및 스프링, 부싱 등의 컴플라이언스 요소에 좌우된다.

언더스티어 계수를 구하는 데 필요한 설계인자는 SPMD에서 측정된 데이터 그래프의 기울기로부터 얻을 수 있다. 횡방향 힘에 의한 변형조항계수 E_{li} , E_{lr} 는 Fig.4의 횡방향 컴플라이언스 그래프로부터 구한다. 이 그래프는 노면과 바퀴의 중심선이 만나는 곳에서 안쪽 및 바깥쪽으로 횡방향 힘을 가하면서 바퀴의 조항각 변화를 측정하는 것이다. 정렬 토크에 의한 변형조항계수 E_{ϕ_i} , E_{ϕ_r} 는 Fig.5로부터 구한다. Fig.5를 얻기 위한 측정에서 정렬 토크를 가하기 위해 휠의 중심선에서 뒷쪽으로 30mm되는 지점에 횡방향 힘을 가하였다. 따라서 정렬토크의 크기는 횡방향 힘에 모멘트 길이 30mm를 곱한 것이 되며, 실제 정렬토크에 의한 변형조항은 앞에서 구한 횡방향 힘에 의한 변형조항을 빼 주어야 한다. 자동차의 롤 특성을 측정하기 위해 차체를 왼쪽 및 오른쪽으로 기울이면서 조항각 변화, 캠버 변화를

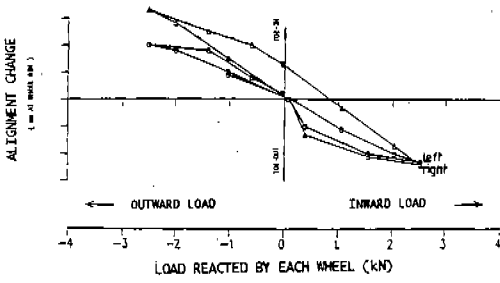


a) Front between-wheels lateral compliance

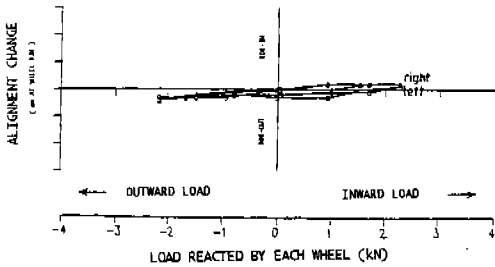


b) Rear between-wheels lateral compliance

Fig.4 Measured "Lateral force compliance" characteristics

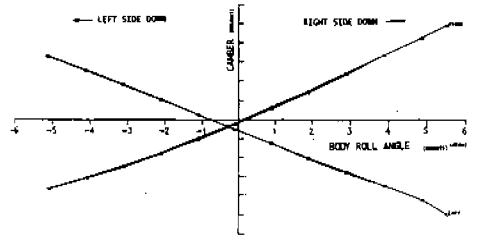


a) Front between-wheels lateral compliance

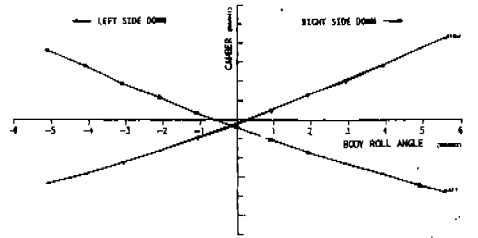


b) Rear between-wheels lateral compliance

Fig.5 Measured "Aligning moment compliance" characteristics



a) Front Roll Steer



b) Rear Roll Steer

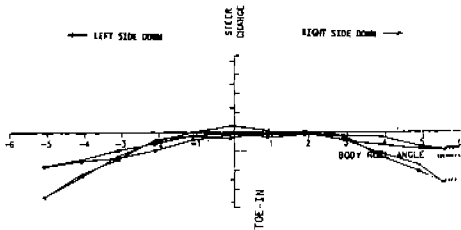
Fig.7 Measured "Roll camber" characteristics

측정한다. 차체의 롤 운동에 의한 롤 조향 계수 $E_{\phi f}$, $E_{\phi r}$ 은 Fig.6의 측정 결과로부터 구하며, 롤 캠버 계수 Γ_b , Γ_r 은 Fig.7의 측정 결과로부터 구한다.

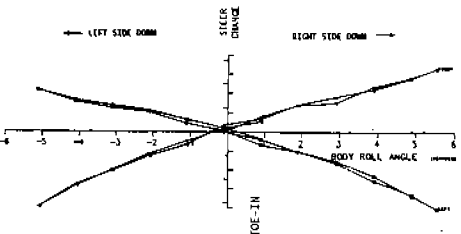
3. 정상상태 선회 주행시험

차량의 주행시험의 종류, 방법, 성능 평가 기준에 관해서는 미국의 자동차 공학회(SAE), 영국의 자동차 산업 연구조합(MIRA)등 여러 연구기관과 각국의 산업체를 중심으로 활발히 연구되고 있다. 대표적인 규격에는 ISO, SAE, DIN, JASO 규격 등이 있다^{8),9)}.

본 연구에서는 언더스티어 특성을 측정하기 위해 ISO 4138(steady state circular test procedure) 주행시험 절차를 기본으로 하되 주행 여건을 감안하여 측정 결과에 큰 영향을 미치지 않는 범위 내에서 다음과 같이 시험 방법을 정하였다. 즉, 선회반경을 30m로 고정하고 저속에서 고속으로 천천히 전방 속도를 증가시키며 가능한



a) Front Roll Steer



b) Rear Roll Steer

Fig.6 Measured "Roll steer" characteristics

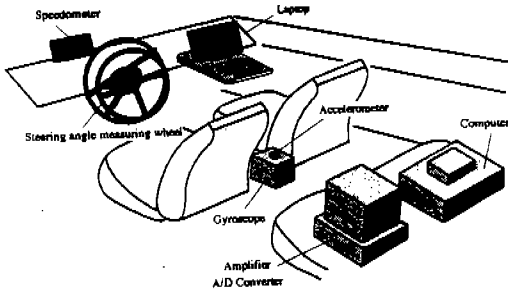


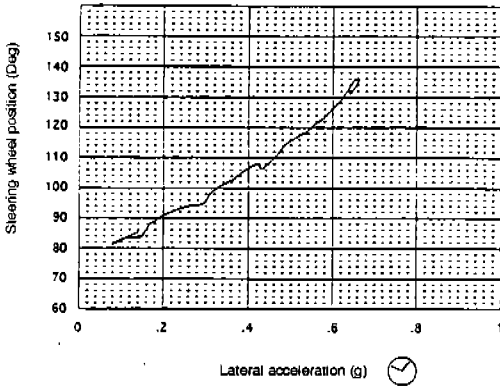
Fig.8 Setup of measuring equipments

한 최고단의 기어를 사용함으로써 종방향 가속도와 구동력에 의한 영향을 최소화하도록 한다. 이 방법은 최소한의 종방향 가속도가 존재하므로 엄밀한 의미에서 정상상태 조건이라고 할 수 없지만 ISO의 정상상태 선회시험 절차를 따를 경우 전방속도를 증가시키면서 횡가속도 증가량을 0.1g 정도로 제어하기 어렵고 많은 반복 실험에 의한 타이어 마모의 영향을 고려하면 본 연구에서 수행한 방법이 매우 실용적이다. 측정장비의 장착위치와 분석장비는 Fig.8과 같다.

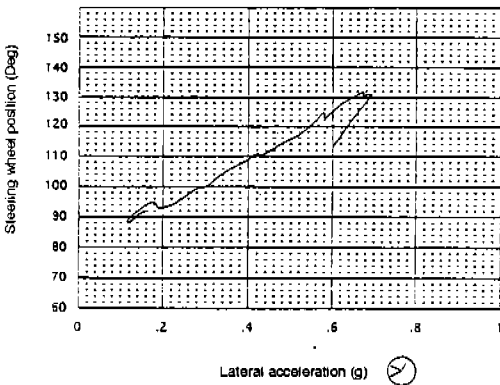
Fig.9는 좌회전과 우회전에 대한 언더스티어 특성의 시험결과를 나타낸다. 시험결과에는 좌회전과 우회전에 대해서 특성이 약간 차이가 났다. 이는 차량의 중심에서의 비대칭성과 노면 기울기의 차이등에 기인하는 것으로 보인다.

4. 해석의 검증 및 파라미터 해석

해석 모델과 시험 결과의 비교를 위하여 국산 승용차의 현가계 설계인자에 대하여 현가인자 측정장치로 측정한 데이터를 one-track 모델과 two-track 모델에 대입한 결과와 차량 시험에 의한 결과를 Fig.10에 나타내었다. 해석 모델은 차량의 중심에 대해서 대칭으로 가정하였으므로 시험 결과는 좌회전과 우회전을 평균한 것과 비교하였다. one-track 모델에 의한 결과와 two-track 모델에 의한 결과는 횡가속도 0.3g이하의 구간에서는 미소한 차이만을 나타냄을 알 수 있



a) Steady state cornering left hand turn



b) Steady state cornering right hand turn

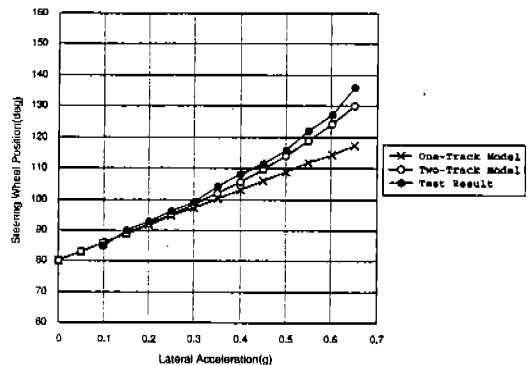


Fig.10 Comparison of Steering Angles

Fig.9 steering wheel angle vs. lateral acceleration

다. 또한 횡가속도 0.3g이상의 고가속도 영역에서는 two-track 모델의 결과가 시험과 근사함을 알 수 있다. 이론식에 의한 해석결과들이 모두 시험결과보다 크기가 작게 나타나고 있다. 그 이유는 해석에서 조향계의 강성과 자동차의 구동 방식을 고려하지 않았기 때문인 것으로 생각된다.

Fig.11과 Fig.12는 one-track 모델과 two-track 모델의 타이어 슬립각을 비교하고 있다. 타이어 슬립각은 실차 주행시험에서는 측정이 불가능하므로 해석 결과만을 비교하였다. 전후 차륜 모두 one-track 모델의 슬립각이 two-track 모델의 슬립각보다 작은 것을 알 수 있다. 따라서 슬립각의 비교에서 one-track 모델과 two-track 모델의 결과의 차이를 확인할 수 있다.

차량의 설계제원 변경시 선회성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 차량의 파라미터의 변화에 의한 선회 성능의 변화를 살펴보았다. Fig.10에서와 같이 차량의 횡가속도에 의한 조향각의 구배가 저가속 영역과 고가속도 영역에서 다르게 나타난 것처럼 파라미터의 영향 또한 저가속도 영역과 고가속도 영역에서 다르게 나타날 것을 예상할 수 있다. 따라서 식 (24)와 같이 저가속도 영역과 고가속도 영역을 나누어 고찰할 수 있도록 언더스티어 성능지수를 정의하였다.

$$I = \int_{MIN}^{MAX} (\delta_{sw} - \delta_{swN}) da_y \quad (24)$$

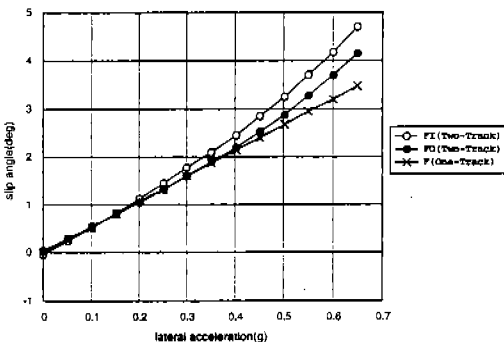


Fig.11 Comparison of Front Slip Angles

여기서, δ_{swN} 은 $a_y=0$ 에서의 neutral steer angle 이다. 저가속도 영역은 횡가속도 MIN=0g, MAX=0.3g의 범위이며, 고가속도 영역은 횡가속도 MIN=0.3g, MAX=0.6g의 범위이다. 언더스티어의 성능지수에 미치는 현가장치 설계인자의 영향을 분석하기 위하여 식 (25)와 같이 파라미터의 변화에 대한 성능지수의 민감도를 정의하였다.

$$S = \frac{\Delta I / I}{\Delta P / P} \text{ where, } \Delta I = I(P + \Delta P) - I(P) \quad (25)$$

여기서, P는 차량의 설계 파라미터이다. 무차원화된 성능지수를 구하기 위하여 파라미터의 증분 ΔP 와 언더스티어 성능지수의 증분 ΔI 를 각각 파라미터와 성능지수를 변화시키기 이전의 값으로 나누어 그 비로 민감도를 정의하였다. 차량의 설계 파라미터를 컴플라이언스 관련 파라미터, 현가장치의 기구학적 특성에 관련된 파라미터, 차량 기본 제원의 3가지로 나누고 해석 대상 차량에 대해 이들 파라미터를 10%씩 증가시켰을 때의 민감도 S를 구하여 그 결과를 Fig.13에 나타내었다.

본 차량의 컴플라이언스 관련 파라미터 중에서는 정렬토크에 의한 변형조향계수와 롤 강성의 영향이 크게 나타났다. 롤 강성의 증가는 언더스티어 경향을 감소시키는 것으로 나타났는데, 고

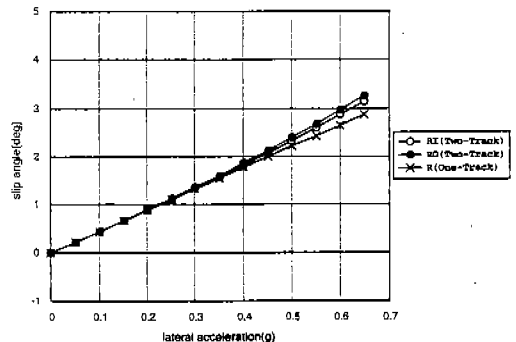


Fig.12 Comparison of Rear Slip Angles

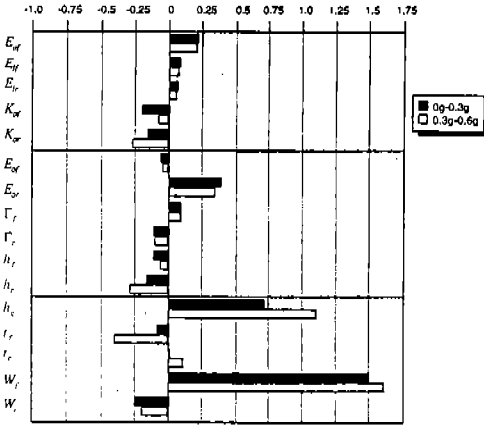


Fig.13 Sensitivity of Understeer Index with respect to vehicle parameters

가속도 영역에서는 전륜 롤 강성의 증가로 인한 언더스티어의 감소량은 작아지고 후륜 롤 강성의 증가로 인한 언더스티어 감소량은 더 커지는 것으로 나타났다. 반면, 변형조향계수의 증가에 의한 영향은 저가속도 영역과 고가속도 영역에서 큰 차이를 보이지 않고 있다. 롤 강성은 롤 계인 과 횡방향 하중전이를 결정하는 중요한 요소이므로, 하중전이를 고려하지 않는다면 고가속도 영역에서의 선회성능은 오히려 예측할 수 없음을 알 수 있다.

현가장치의 기구학적 특성에 관련된 파라미터 중에서는 후륜의 롤 조향 계수의 영향이 크게 나타났다. 후륜 롤 조향 계수의 증가로 언더스티어 경향이 증가하는 이유는 해석 대상 차량의 후륜 롤 조향 계수가 음(-)의 값을 갖고 있기 때문이다. 롤 조향 계수와 롤 캠버 계수에 의한 영향은 저가속도 영역과 고가속도 영역에서 큰 차이를 보이지 않으나, 롤 중심 높이는 롤 강성과 마찬가지로 저가속도 영역과 고가속도 영역에서 큰 차이를 보인다.

차량 기본 설계 제원의 변화는 언더스티어 경향에 가장 큰 영향을 미친다. 본 차량에서는 전륜 축하중의 영향이 가장 크고 후륜 축하중 증가에 의한 영향은 상대적으로 작은 것으로 나타났다. 전륜 윤거의 증가는 언더스티어 경향을 감소시키며 후륜 윤거의 증가는 언더스티어 경향을

증가시키는 것으로 나타났다. 또한 윤거 증가에 의한 언더스티어 경향의 변화는 고가속도 영역에서 저가속도 영역에서보다 대폭 커지는 것을 볼 수 있는데, 식 (14)~(17)에서와 같이 윤거의 증가는 하중전이량을 증가시키므로 고가속도 영역에서의 횡방향 하중 전이의 영향이 큼을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 차량의 언더스티어의 특성을 살펴보기 위하여 차량의 정상상태 조향시 횡가속도와 조향각 간의 관계인 조향 관계식을 one-track 모델의 이론을 확장하고 횡방향 하중 전이와 현가장치 설계 파라미터들의 영향이 포함된 two-track 모델에 대하여 유도하였다. 또한, 국산 차량에 대하여 실차 주행 시험을 실시하여 횡가속도와 조향각의 관계를 측정하고, 현가인자측정장치(SPMD)를 사용하여 현가장치 설계 파라미터를 측정하여 이론식에 의한 결과와 실차 주행 시험 결과를 비교하였다. 이를 통하여 one-track 모델의 해석 결과와 two-track 모델의 해석 결과가 저가속도 영역에서는 큰 차이를 보이지 않으나 고가속도 영역에서는 큰 차이를 보이며 two-track 모델을 사용하여 유도된 결과가 실차 주행 시험의 결과에 근접함을 확인하였다. 이 결과를 이용하여 현가장치 설계 파라미터의 변화가 언더스티어 성능에 미치는 영향을 판별하기 위하여 저가속도 영역과 고가속도 영역을 나누어 해석할 수 있는 언더스티어 성능인덱스를 정의하고 파라미터 해석을 수행하였다. 해석 대상 차량에서는 컴플라이언스와 관련된 파라미터 중에서 전륜의 정렬토크에 의한 변형조향계수의 영향이 크며, 기구학적 파라미터 중 후륜의 롤 조향 계수의 영향이 가장 큼을 알 수 있었다. 해석 차량의 기본 설계 제원 중에서는 전륜의 축하중과 롤 중심 높이의 영향이 가장 큰 것으로 나타났다. 특히 횡방향 하중 전이와 관련된 파라미터들인 전후축의 롤 강성, 롤 중심 높이, 트레드와 차량의 무게중심 높이에 의한 영향은 저가속도 영역과 고가속도 영역에서 큰 차이가 나타나는데 것을 알 수 있었다.

후 기

본 논문은 1994학년도 교육부 학술연구조성비 (ME94-D06)에 의해 수행된 연구의 일부로서 관계자 여러분께 감사드립니다.

APPENDIX

$$A_{11} = 1 + E_{af} N_{afi} + E_{if} C_{afi}$$

$$A_{13} = -(1 + E_{ar} N_{ari} + E_{ir} C_{ari})$$

$$A_{15} = -1/G_i$$

$$A_{22} = 1 + E_{af} N_{afo} + E_{if} C_{afo}$$

$$A_{24} = -(1 + E_{ar} N_{aro} + E_{ir} C_{aro})$$

$$A_{25} = -1/G_o$$

$$A_{33} = 1 + E_{ar} N_{ari} + E_{ir} C_{ari}$$

$$A_{34} = -\frac{2R+T}{2R-T}(1 + E_{ar} N_{aro} + E_{ir} C_{aro})$$

$$A_{41} = C_{afi}$$

$$A_{42} = C_{afo}$$

$$A_{53} = C_{ari}$$

$$A_{54} = C_{aro}$$

$$B_1 = -\frac{2L}{2R-T} + \left\{ C_{rfi} \Gamma_f \left(E_{af} \frac{N_{afi}}{C_{afi}} + E_{if} \right) - C_{rri} \Gamma_r \left(E_{ar} \frac{N_{ari}}{C_{ari}} + E_{ir} \right) - (E_{\phi f} - E_{\phi r}) \right\} R_{\phi} a_y$$

$$B_2 = -\frac{2L}{2R+T} + \left\{ C_{rfo} \Gamma_f \left(E_{af} \frac{N_{afo}}{C_{afo}} + E_{if} \right) - C_{rro} \Gamma_r \left(E_{ar} \frac{N_{aro}}{C_{aro}} + E_{ir} \right) - (E_{\phi f} - E_{\phi r}) \right\} R_{\phi} a_y$$

$$B_3 = \left\{ C_{rri} \Gamma_r \left(E_{ar} \frac{N_{ari}}{C_{ari}} + E_{ir} \right) - \frac{2R+T}{2R-T} C_{rro} \Gamma_r \left(E_{ar} \frac{N_{aro}}{C_{aro}} + E_{ir} \right) + \frac{2T}{2R-T} E_{\phi r} \right\} R_{\phi} a_y$$

$$B_4 = \left\{ W_f \left(1 + \frac{\bar{P}_r}{b} \right) + (C_{rfi} + C_{rfo}) \Gamma_f \right\} a_y$$

$$B_5 = \left\{ W_f \left(1 - \frac{\bar{P}_f}{a} \right) + (C_{rri} + C_{rro}) \Gamma_r \right\} a_y$$

참 고 문 헌

1. R. T. Bundorf, "The Influence of Vehicle Design Parameters on Characteristic Speed and Understeer," SAE paper No. 670078, 1967.
2. K. A. Stonex, "Car Control Factors and Their Measurement," SAE Journal, Vol. 48, No. 3, 1941.
3. G. E. Lind-Walker, "Directional Stability," Automobile Engineer, Vol. 40, No. 530 & 573, 1950.
4. R. T. Bundorf and R. L. Leffert, "The Cornering Compliance Concept for Description of Vehicle Directional Control Properties," SAE paper No. 925045, 1992.
5. S. A. Lukowski, R. A. Fieder, and P. W. Claar, "An Investigation of a Road-Vehicle Directional Behavior Under Steady-State Conditions," SAE paper No. 911872, 1991.
6. Vehicle Dynamics Terminology, Society of Automotive Engineers, SAE J670e, 1978.
7. ISO 4138, Road Vehicles-Steady State Circular Test Procedure, 1982.
8. Passenger Car and Light Truck Directional Control Test Procedure, SAE XJ266, Proposed Recommended Practice, SAE, Warrendale, PA.

10. P. Barak, "Magic Numbers in Design of Suspensions for Passenger Car Design", SAE paper No. 911921, 1991.
11. M. Olley, "National Influences on American Passenger Car Design", Proceedings of The Institution of Automobile Engineers, Vol. 32, 1938, pp. 509~572.
12. T. D. Gillespie. "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE, 1992.
13. 최영휴, 승차감 및 조종성능을 고려한 현가장치의 동적설계 연구, 서울대학교 공학박사 학위논문, 1991.