

## 4륜 조향시스템이 차량의 주행역학적 특성에 미치는 영향

### Effect of Four-Wheel Steering System on Vehicle Handling Characteristics

심 정 수\* 허 승 진\*\* 유 영 면\*\*  
J. S. Shim, S. J. Heo, Y. M. Yoo

#### ABSTRACT

Equipments of passenger cars with modern technologies are gaining their importance. Related with such developments, the four-wheel steering system (4WS) was introduced recently to a few passenger cars in the market. The most important research goal on this new steering system is improvement of active safety, in other words, improvement of handling characteristics of vehicle stability and manoeuvrability.

This paper presents a computer-based study about the effects of 4WS system on the vehicle handling characteristics. A simple bicycle model of 2 d.o.f. is used for the development of four wheel control algorithms of 4WS system, and the rear wheel control strategies are applied to a complex vehicle model of 16 d.o.f. for simulation of selected ISO-driving tests.

The 4WS systems, which reduce the sideslip angle at the mass center of vehicle to almost zero, show much improved handling characteristics compared to that of the conventional 2WS system. These 4WS systems, however, result in vehicles with eigen-steer characteristics of extreme under-steer behaviour.

#### 1. 서 론

차량의 주행역학 분야의 최종 연구 목표는 능동적 안전도 향상 즉 조향성능(Handling performance)과 승차감(Driving comfort)의 향상에 있다. 구체적으로 차량의 사시설계 측면에서 가장 중요한 기준은 안정성, 기동성 그리고 현가장치의 안락성으로 대별된다. 그러나 이들 요건을 모두 만족시키는 설계는 실질

적으로 상호간 상반된 개념(Design conflict)을 나타낸다. 한 예로서 차체의 현가장치 구성 요소에는 고무부싱(Rubber bushing)이 사용되며, 이것의 컴플라이언스(Compliance)특성은 종축 및 횡축 방향에서의 만족할만한 승차감을 제공하여 줄 뿐아니라 고주파의 소음, 진동을 감쇄시켜 주는 역할을 한다. 그러나 다른 한편으론 컴플라이언스 특성 때문에 특히 독립 현가 시스템의 경우 주행중 발생하는 종축 및 횡축방향의 힘에 의하여 바퀴의 토우

\* 한국과학기술원 기계공학과  
\*\* 정회원, 생산기술연구원 연구개발본부

인 각과 캠버각의 동적변화를 야기시킴으로서 바퀴의 정확한 지지 기능이 나빠지며 결국 차량의 조향 안전성에 문제점을 야기시킨다.

따라서 바퀴 현가시스템의 설계시 기구학적 컴플라이언스 특성이 합리적으로 고려됨으로써, 이른바 수동적 조향효과(Passive steering effect)를 유도하여야 한다. 즉 Semi-rigid axle에서의 궤적보정용 부상, Semi-trailing arm axle에서의 힌지 핀의 위치 또는 조절 아암(Control arm)의 첨가, 그리고 이른바 Multi-link axle에서의 적당한 기구학적 구성 등을 통해서 이런 수동적 조향효과를 실현할 수 있다.

이러한 방법으로 차량조향 성능과 승차감 사이의 설계 상반문제를 해결하는 것은 아주 소극적인 절충안에 불과하다. 따라서 최적화된 해결책으로서 능동적 4륜조향시스템(Active 4-wheel steering system)의 개발이 지속적으로 연구<sup>1),2)</sup>되고 있다. 4륜조향시스템을 통해서 차량운동과 관련되는 각종 변수들이 뒷바퀴의 조향운동 결정에 고려되므로, 바퀴의 토우인각은 더 이상 바퀴 현가장치의 기구학 및 컴플라이언스 특성에 종속되지 않게된다.

4륜조향시스템은 궁극적으로 목표로 하는 차량의 주행특성에 관한 정의를 내린후, 이에 대한 조향시스템의 제어변수를 찾아 최적화시킬 수 있다. 따라서 정확한 조향운동 특성을 규명하고 제어변수로 사용될 차량운동 변수를 결정하기 위한 연구수행이 요구된다.

이러한 관점에서 본 연구에서는 일차적으로 4륜조향시스템의 각종 제어개념에 대한 초기 연구 과정으로서 수학적 모델을 기반으로 한 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 제기된 제어 알고리즘을 해석 및 평가하며, 나아가서 실차 주행시험을 위한 시험용 차량의 시제품 제작에 필요한 설계기술 자료를 정립하고자 한다.

## 2. 차량 동역학 모델

### 2.1 단순화된 차량모델(Simplified vehicle model)

커브 주행시 차량의 주행특성 해석을 위한

수학적 모델로서, 본절에서는 가장 기본적으로 요구되는 운동 자유도만으로 표시되는 단순모델을 소개한다. 물리적으로 근한적인 주행상태에서의 동적 특성해석을 위해서는 매우 복잡한 비선형 모델이 사용되어야 하나, 근한 상황이 아닌 근본적인 주행 특성만을 파악하고자 할 경우, 즉 횡가속도의 크기가 약  $4m/sec^2$ 까지의 주행상황의 경우에는 단순화된 선형모델을 이용하여 해석이 가능하다.

단순화된 차량모델의 운동자유도는 그림 1에서와 같이 회전(Yawing)과 측면 미끄럼(Sideslip)운동이다. 이 경우 종속속도  $v_x$ 는 일정속도  $u$ 를 항상 유지한다고 가정한다. 이때 차량의 운동방정식은 아래와 같이 표현될 수 있다.<sup>3)</sup>

$$\begin{pmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{r} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_y \\ r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{pmatrix} \quad (1)$$

여기서

$v_y$  : 차량 무게 중심의 측면 미끄럼 속도

$r$  : 차체요우잉 속도(Yawing velocity) ( $=\dot{\psi}$ )

$\delta_f$  : 전륜 조향각

$\delta_r$  : 후륜 조향각

이며, 또한 계수행렬  $a_{ij}$ 와  $b_{ij}$ 는 아래와 같다.

$$a_{11} = -\frac{2(C_f + C_r)}{mu} \quad b_{11} = \frac{2C_f}{m}$$

$$a_{12} = -u - \frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{mu} \quad b_{12} = \frac{2C_r}{m}$$

$$a_{21} = -\frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{I_z \cdot u} \quad b_{21} = \frac{2l_f C_f}{I_z}$$

$$a_{22} = -\frac{2(l_f^2 C_f + l_r^2 C_r)}{I_z u} \quad b_{22} = -\frac{2l_r C_r}{I_z}$$

여기서

$m$  : 차량의 질량

$I_z$  : 차량의 Yaw관성모멘트

$l_f, l_r$  : 차량의 무게중심에서의 전륜차축과 후륜차축까지의 거리

를 각각 나타내고 있으며,  $C_f, C_r$ 은 전·후륜 타이어의 Cornering stiffness로서 그림 1의 원심력  $F_c$ 와 평형을 이루는 바퀴와 지면 접촉부위에 발생되는 반력(Cornering force)  $F_{sf}$

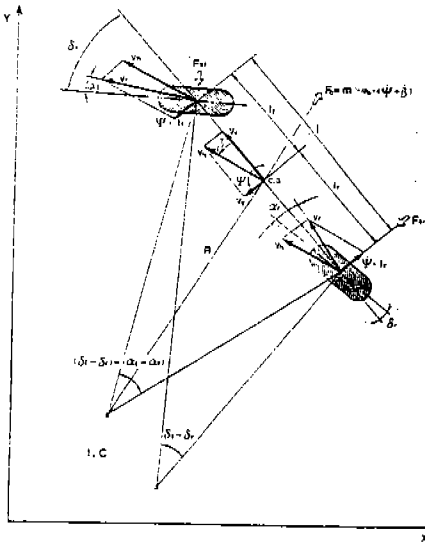


그림 1 단순화된 차량모델

와  $F_{sr}$  과 선형범위내에서 아래와 같은 관계를 갖는다.

$$F_{sf} = C_f \alpha_f, F_{sr} = C_r \alpha_r \quad (2)$$

여기서 전·후륜 타이어의 미끄럼 각(Slip angle)  $\alpha_f$  와  $\alpha_r$  은 아래와 같은 기하학적 관계식에 의하여 표시될 수 있다.

$$\alpha_f = \delta_f - \frac{v_y + r l_f}{u} \quad (3a)$$

$$\alpha_r = \delta_r - \frac{v_y - r l_r}{u} \quad (3b)$$

### 2.1 복잡한 차량모델 (Complex vehicle model)

일반적으로 복잡한 다자유도 3차원 차량모델의 운동방정식은 다 물체 동역학(Multi-body-dynamics) 기법을 이용하여 구성된다. MBD의 수식화를 위한 여러가지 방법들이 소개되고 있으며, 이들을 사용한 좌표계에 따라 대별하면, Cartesian 좌표계<sup>4)</sup>를 사용한 방법과 상대좌표계(Relative coordinate)를 사용한<sup>5)</sup> 방법으로 나눌 수 있다. 전자의 경우는 각 물체마다 독립 좌표계를 설정하므로 계산상 비효율적인 반면 일반적인 문제를 다루는 경우에 적합하고, 후자의 경우는 좌표의 수를

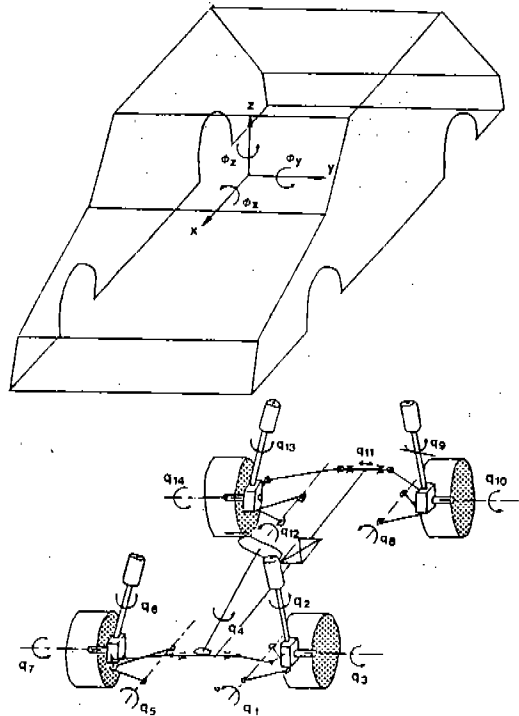


그림 2 4WS 해석을 위한 차량의 수학적 모델과 운동자유도

상대운동 자유도에 따라 최소화할 수 있기 때문에 효율적인 반면 일반성이 결여된다. 따라서 본 연구에서와 같이 차량동역학에 한정된 문제만을 다루고자 할 경우에 후자의 선택이 훨씬 효율적이다.

본 연구에서는 속도변환 행렬(Velocity transformation matrix) 기법<sup>6)</sup>을 이용하여 자체 개발된 차량동역학 해석용 프로그램 VEDYNAS(Vehicle Dynamic Analysis Software)<sup>7)</sup>에 의하여 4WS 차량을 모델링하고, 해석하였다. 본 VEDYNAS 프로그램은 실차 주행시험과의 비교를 통해 그 정확성이 입증되었으며,<sup>8)</sup> 주행시험 과정 및 simulation 결과가 부록에 간단히 정리되어 있다.

그림 2에서는 본 연구에서 사용한 4WS 차량모델과 각 자유도를 나타내고 있다. 총 20개의 좌표를 사용하고, 4개의 기구학적 구속조건을 갖고 있으며, 궁극적으로 총 16개의 자유도를 갖게된다. 그림에서와 같이 연구 대

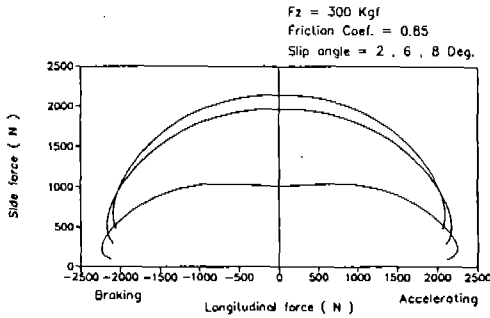


그림 3 Tire의 동특성

상차량은 전·후륜 모두 McPherson strut axle에 의해 지지되고 있고, 조향시스템으로는 Rack & pinion 방식을 채택하고 있다.

본 모델에서 사용한 타이어의 동특성은 Durgoff<sup>9)</sup>에 의해 제안된 수학적 모델을 바탕으로 계산하였다.

### 3. 대표적인 4륜 조향제어 알고리즘

4륜 조향제어의 물리적 기본개념은 운전자의 조향핸들 작동에 의해 야기되는 앞차축에서의 횡축력(Cornering force)이 발생하는 순간, 동시에 뒷 차축에서도 해당 횡축력이 발

생되도록 뒷바퀴 조향각을 제어함으로써 궁극적으로 차체 무게중심에서의 측면 미끄럼각(Sideslip angle)을 줄이는 효과를 기대할 수 있다는 사실에 기인하고 있다. 이와 관련하여 기본적인 뒷바퀴 조향제어 이론은 앞바퀴 조향각과 차체 Yawing 속도의 함수로 뒷바퀴 조향각을 결정하는 것이다. 이를 수식으로 표시하면 다음과 같은 관계식을 얻는다.

$$\delta_r = C_1 \cdot \delta_f + C_2 \cdot u \cdot r \quad (4)$$

식(4)와 같이 정의된 뒷바퀴 조향제어 개념이 ‘운전자-차량’의 주행제어 시스템에 고려될 때 그림 4와 같이 나타낼 수 있다. 그림 4에서의 제어특성 함수  $G_{\delta_f}^{y_r}(s)$ 와  $G_{\delta_f}^{\dot{\psi}}(s)$ 는 각각 식(4)의 계수  $C_1$ 과  $C_2 \cdot u$ 를 나타내며, 목표로 하는 주행특성에 따라서 이 함수를 결정해 줌으로서 해당하는 4륜 조향시스템을 정립할 수 있다. 이에 대한 대표적인 예로서 표 1과 같이 5가지 주요 조향시스템을 정리할 수 있는데, 크게는 총래의 조향시스템(시스템 0), 무게중심에서 측면 미끄럼각을 보정하는 시스템(시스템 1, 2, 3)과 고유 조향특성을 항상 Neutralsteer로 유지하는 시스템(시스템 4)으로 구분할 수 있다.

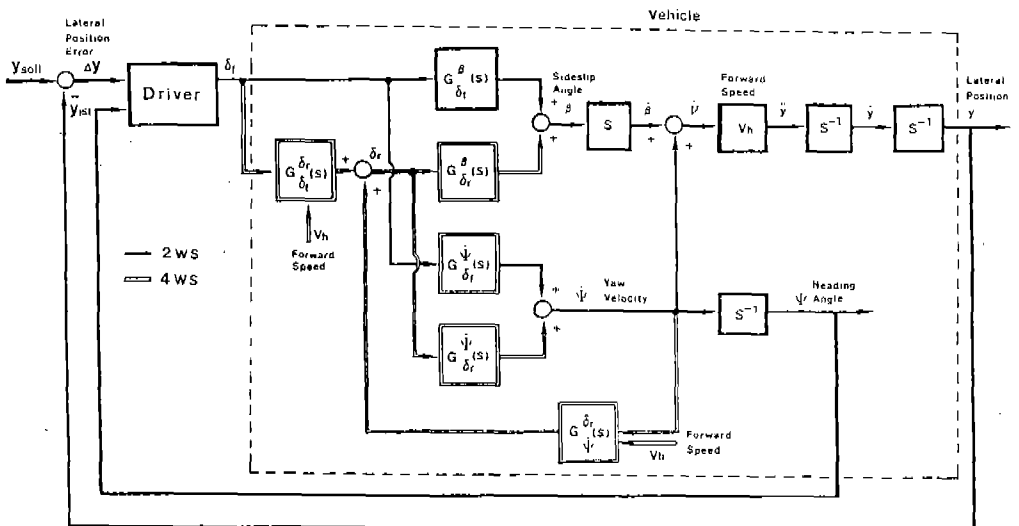


그림 4 4륜 조향시스템이 고려된 ‘운전자-차량’ 조향시스템

표 1 대표적인 조향시스템의 제어 특성할수

제어특성 조향 시스템	$G_{\delta}^r(s)$	$G_{\delta}^s(s)$
시스템 0	0	0
시스템 1	-1	$\frac{m}{\ell} \left( \frac{\ell_r}{C_r} + \frac{\ell_f}{C_f} \right) \cdot v$
시스템 2	$\frac{-C_f v I_s \cdot s + C_f \ell_f m v^2 - C_f C_r \ell_r \ell}{C_r v I_s \cdot s + C_r \ell_r m v^2 - C_f C_r \ell_f \ell}$	0
시스템 3	$\frac{C_f \ell_f m v^2 - C_f C_r \ell_r \ell}{C_r \ell_r m v^2 - C_f C_r \ell_f \ell}$	0
시스템 4	0	$\frac{m}{\ell} \left( \frac{\ell_f}{C_f} - \frac{\ell_r}{C_r} \right) \cdot v$

#### 4. 차량 주행역학적 특성의 컴퓨터 시물레이션

3장에서 언급된 4가지의 대표적인 4륜 조향시스템이 장착된 차량의 고유 조향 특성과 과도응답 및 주파수 응답특성을 차량의 단순화된 모델과 복잡한 수학적 모델을 이용하여 시물레이션 해보고자 한다.

##### 4.1 조향 입력에 대한 정상상태 응답해석

(선형모델에 의한 고유조향 특성 해석)

3장에서 언급된 각종 조향시스템에 대하여, 전륜 조향각에 대한 Yawing 속도 증폭율을 계산하고, 이것으로부터 차량의 고유 조향특성에 대한 4륜 조향시스템의 영향을 조사하고자 한다. 그림 5는 2장에서 언급된 선형화된 단순모델을 이용하여 각 조향시스템에 대한 Yawing 속도 증폭율을 주어진 차량속도에 대하여 나타내고 있다.

여기서 2WS 시스템(시스템 0)인 경우 적당한 Understeer 특성을 보이고 있는 반면 4WS 시스템(시스템 1, 2, 3)의 경우 2WS에 비해 낮은 Characteristic Velocity( $V_{ch}$ )를 나타내므로 상당히 심한 Understeer 경향을 나타내고 있다. 따라서 커브 주행시 운전자로 하여금 매우 큰 조향 핸들의 조작을 요구하게 됨을 알 수 있다. 또한 4륜 조향시스템 4의 경우 제어 알고리즘에 따라 Neutralsteer 특성을 보이고 있다.

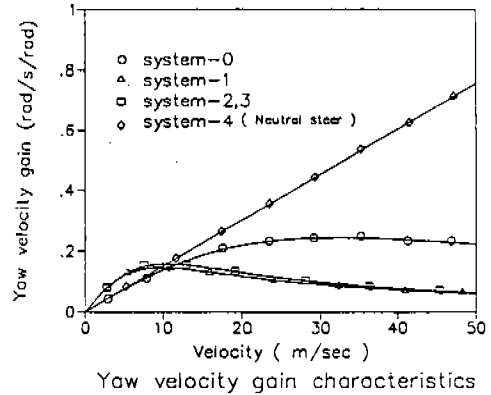


그림 5 차량의 주행속도에 대한 요우잉 증폭 특성

(원형 주행시험)

주행속도를 일정히 유지한 상태에서 회전반경을 점차 줄여감으로서 횡가속도-조향각 사이의 특성 곡선을 구하는 원형주행 시험방법을 택했으며, 2장에서 소개된 복잡한 차량모델을 바탕으로 한 VEDYNAS 프로그램을 이용하여 시물레이션 하였다. 주행속도  $u = 80$  km/h의 경우에 대한 계산결과가 그림 6에 나타나 있다.

차체 측면 미끄럼각을 줄이는 것을 목적으로 하는 4륜 조향시스템(System 1, 2, 3)을 약한 Understeer 경향을 갖는 전륜 조향 차량(System 0)에 적용한 경우 더욱 심한 Understeer의 고유조향 특성을 보였으며 횡가속도  $4m/sec^2$  이상의 비선형 구간에서는 이 경향이 매우 급격히 강해짐을 알 수 있다. 그러나 제어변수로서 Yawing 속도를 채택한 시스템 1이 시스템 2, 3보다는 고유 조향 특성의 변화가 완만함을 관찰할 수 있다.

이에 반하여 고유조향 특성에 제어하는 조향시스템(System 4)은 대체적으로 Neutralsteer의 고유조향 특성을 유지하다가, 횡가속도가  $5m/sec^2$  이상이 되면 점차 약한 Understeer 경향으로 바뀌어 볼 수 있다.

(그림 6에서 표시없는 실선은 Neutralsteer 특성 곡선을 나타낸다)

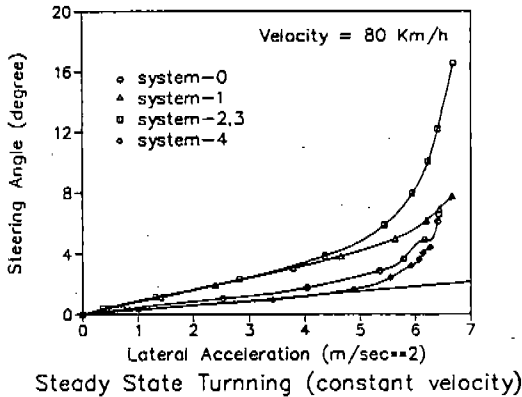


그림 6 원형 주행시험(일정 주행속도)

4. 2 조향 입력에 대한 과도 응답해석

(스텝 조향입력 응답해석)

앞에서 언급된 VEDYNAS 를 이용하여 전륜 조향각  $\delta_f$  에 대한 조향 핸들각  $\delta_H$  의 비가 25인 경우에 운전자 조향핸들 각속도  $\dot{\delta}_H = 300^\circ/\text{sec}$  의 속도로 정상상태에서의 횡가속도  $a_y = 4 \text{ m/sec}^2$  가 되도록 조향핸들 입력을 가한 경우에 나타나는 차량의 응답특성을 구하였다. 이 경우에 주행속도  $v = 80 \text{ km/h}$  이며 차량의 응답함수로서 Yawing 각속도와 차체 미끄럼각 및 횡가속도에 대하여 조사하였다.

그림 7은 이 경우의 해석결과이며, 이것으로부터 차체 미끄럼각을 줄이도록 뒷바퀴 조향각을 제어하는 조향시스템 (System 1, 2, 3) 은 대체적으로 Yawing 속도나 횡가속도에 관한 Overshoot 를 감소시키고, 또한 신속한 응답속도를 보임을 알 수 있다. 특히 제어변수로 전륜 조향각과 Yawing 속도를 채택한 시스템 (System 1)은 이들중 가장 우수한 시간응답 특성을 보임을 알 수 있다.

이에 반하여 고유조향 특성을 Neutralsteer 로 유지시키도록 뒷바퀴 조향각을 제어하는 4륜 조향시스템 (System 4)의 경우 과도상태에서의 응답특성은 종래의 조향시스템보다 떨어지는 결과를 보였다. 그리고 차체 미끄럼각의 응답특성의 경우, 조향시스템 1, 2, 3은 뒷바퀴 조향각 제어 알고리즘의 원리에 따라서 정상상태에서는 모두 차체 측면 미끄럼각이 0

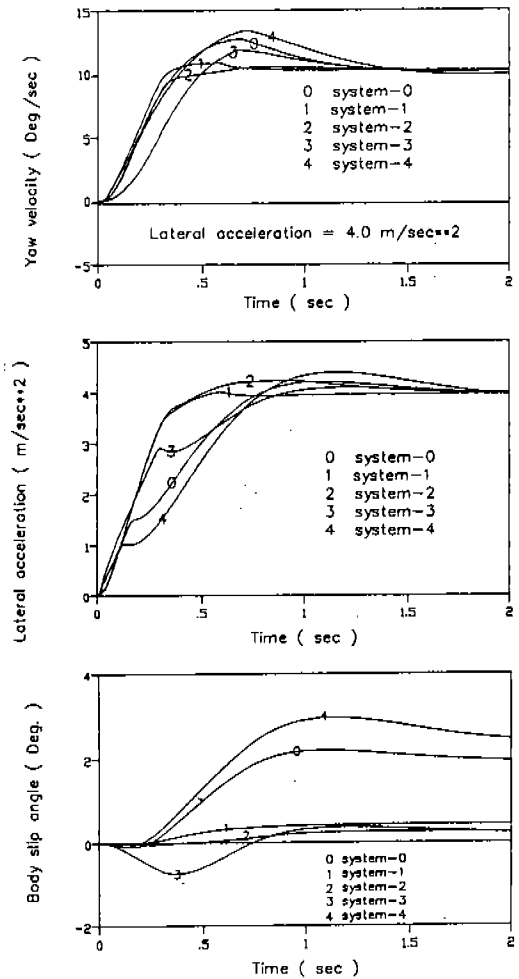
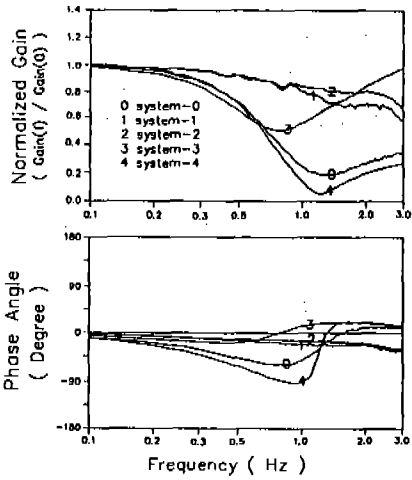
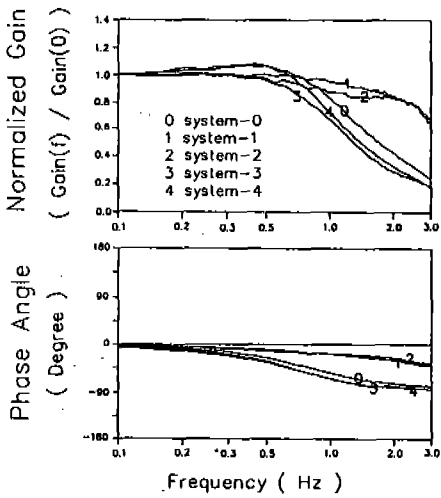


그림 7 스텝조향 입력시험의 시뮬레이션

에 가깝도록 유지됨을 알 수 있다. 과도상태에서는 조향시스템 1의 경우 미미하게 음의 각도를 유지하지만 이에 반하여, 조향시스템 3의 경우 과도상태에서 뒷바퀴에서의 보조 조향각에 의하여 명확한 음의 차체 미끄럼각이 나타나게 된다. 결국 상당히 높은 횡가속도의 발생에도 불구하고 과도상태에서 계속적으로 차체 전면부의 방향을 주행커브 외부로 향하게 함으로서 운전자로 하여금 당황하게 하며, 이에 익숙해지기 위해서는 상당한 시간을 요할 것이다. 한편 조향시스템 4의 경우 고유 조향특성을 Neutralsteer 로 유지되도록 뒷바퀴 조향각을 제어함으로써 결국 종래의 조



Yaw Velocity Frequency Response

Lateral Acceleration Frequency Response

그림 8 요우잉 속도와 횡가속도의 주파수 전달함수

향시스템에 비하여 더욱 증대된 차체 측면 미끄럼각을 나타낸다. 이는 차체의 순간적 운동 방향이 차체 종축방향과 큰 차이각을 갖게 하므로 과도상태에서의 운전자 조향운동에 의하여 차체는 쉽게 방향성을 잃고 미끄러질 수 있다.

하여 FFT 알고리즘을 통해 18개의 주파수 응답을 계산하여 Averaging 작업으로 최종 주파수 전달함수를 얻었다. 이 결과가 그림 8에 나타나 있다.

(랜덤 조향입력에 대한 응답해석)

차량의 과도 응답특성을 규명하기 위한 또 다른 방법으로 랜덤 조향입력 주행시험을 통한 주파수 응답특성을 밝히는 것이다. 조향핸들에 랜덤입력을 주는 경우 주어진 주행속도에서 차량의 Yawing 속도와 횡가속도의 주파수 응답특성 곡선으로부터 차량의 Yawing 고유진동수, Yawing 감쇄특성, Yawing 속도 및 횡가속도의 입력 조향각에 대한 증폭을 및 위상차 등을 규명할 수 있다.

먼저 Yawing 속도의 응답특성을 살펴보면, 4륜 조향시스템 1, 2는 종래의 조향시스템(시스템 0)에 비하여 Yawing 속도 증폭특성을 저주파 영역 뿐 아니라 고주파 영역에서까지 전체적으로 매우 적은 위상지연을 갖고 입력 조향운동에 대하여 효과적인 반응을 보이고 있음을 알 수 있다. 특히 Yawing 속도 고유진동수 부근에서 Yawing 속도 증폭을 줄여주고 있는데, 이것은 4륜 조향시스템에 의하여 Yawing 속도 감쇄특성이 크게됨을 나타내고 있다.

5. 결론 및 토의

본 해석은 조향입력으로 0-4Hz 사이의 성분을 갖는 랜덤한 조향각을 입력하였으며, 시간증분  $t=0.124\text{sec}$  간의 차량응답을 앞서 언급한 VEDYNAS 프로그램을 이용하여 계산하였다. 주행속도는 80km/h로 하였으며, 출력값으로는 Yawing 속도와 횡가속도 계산값을 각각 256개씩의 Data를 갖는 18개의 집합(50% 중첩)을 마련한 후 각 Data set에 대

본 연구에서는 4가지의 대표적인 4륜 조향시스템에 대한 주행역학적 특성분석 및 비교를 수행하였다. 일반적인 4륜 조향시스템의 목표가 되고 있는 차체 측면 미끄럼각을 줄이고자 하는 노력은 과도상태의 주행역학적 측면에서 차량의 응답속도와 관련되는 기동성(Manoeuvrability) 또는 조절성(Controllab-

ility)과 주행안정성(Driving stability)측면에서 큰 효과를 보이고 있다. 또한 고주파 영역에서 Yawing 속도 감쇄특성이 증대되도록 영향을 주고 있다.

그러나 정상상태의 고유조향 특성으로서 심한 Understeer 경향을 나타내므로 횡가속도가 크게 나타나는 급격한 주행상황 또는 급한 커브주행시 운전자로 하여금 매우 큰 조향핸들의 조작을 요구하게 하는 단점을 나타낸다. 따라서 앞바퀴 조향각에 대한 운전자 조향 핸들 각의 비를 주행속도의 함수로서 조절하는 개념이 한가지 해결방법으로 제기될 수 있다.

이러한 제어방식의 4륜 조향시스템에 반하여 고유조향 특성을 Neutralsteer로 유지시키려는 조향시스템의 경우 정상상태에서의 고유조향 특성은 바람직하게 변화시킬 수 있으나, 실제적으로 나타나는 과도 주행상태에서의 주행역학적 특성변화에 전혀 기여할 수 없음을 알 수 있다.

본 연구결과는 단지 이론적 측면에서 주로 검토된 해석결과이므로 이를 실제 차량에 응용하기 위해서는 실험적 결과가 뒷받침되어야 한다. 이러한 실험적 연구에는 객관적 주행시험은 물론 운전자의 주관적 평가 역시 매우 중요한 연구방법으로 채택되어야 할 것이다.

부 록

1. 실차 주행시험 및 Data analysis

차량의 운동특성은 Gyro-platform을 이용하여 측정하였으며, 이것으로부터의 출력치들은 3방향 가속도(x, y, z-Accelerations)와 3축의 회전각(Roll, Pitch, Yaw angles)과 회전각속도(Roll, Pitch, Yaw rates) 등이다. 이 값들은 Data recorder에 저장되었다가 실험실에서 A/D converter를 이용하여, Digital 신호로 바뀌어지며 마이크로 컴퓨터에 저장된다. 이 과정을 그림으로 표현해 보면 아래의 그림 A1과 같다.

2. 대상 차량의 컴퓨터 모델

대상 차량은 전륜에 McPherson strut 독립

현가장치와 후륜에 Torsion beam axle 현가장치로 구성되어 있는 차량이며, VEDYNAS 프로그램을 이용하면 그림A2와 같이 15자유도계 시스템으로 모델링할 수 있다.

3. Impulse Handling 조건에 대한 시험결과 및 Simulation 결과의 비교

본 연구의 목적이 차량의 Handling 특성에 관한 것이므로, 평탄한 노면에서의 직진 정속 주행중에 그림A3과 같은 형태의 Impulse 조향입력이 가해진 경우에 대한 시험 및 Simulation을 수행하였다. 그리고 비교자료는 그림A4에 나타나 있으며, Yaw rate와 횡가속도에 관한 것이다(그림에서 EXP.는 시험결과를, SIM.은 Simulation결과를 각각 나타낸다).

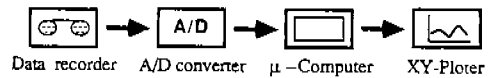
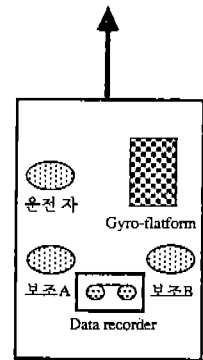


그림 A1 주행시험 장비 및 data analysis 과정

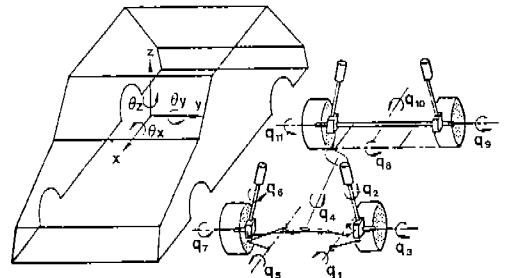


그림 A2 15 자유도계 차량 모델 및 자유도



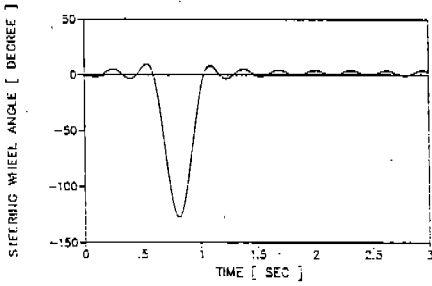


그림 A3 조향 Handle 입력 조건

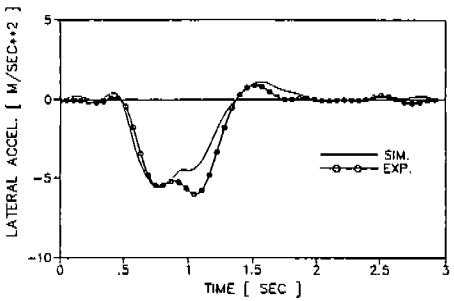
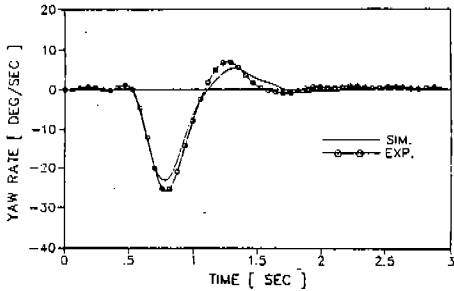


그림 A4 Yaw rate와 횡 가속도의 비교

참 고 문 헌

1. Sato, H., Hirota, A., et al.: "Dynamic Characteristics of a Whole Wheel Steering Vehicle with Yaw Velocity Feedback Rear Wheel Steering," IMechE 1983, C124/83.
2. Takiguchi, T., Yasuda, N., Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed-Sensing Four Wheel Steering system, SAE-Paper 860624.
3. Senger, K.H., Schwartz, W., The Influence of Four Wheel Steering System on the

Stability Behaviour of a Vehicle-Driver System, Prioc. 10th. IAVSD-Symposium, Prague, CSSR, 1987.

4. Nikravesh, P.E., Chang, I.S., Application of Euler Parameters to the Dynamic Analysis Three Dimensional Constrained Mechanical Systems, ASME J. of Mechanical Design, Vol. 104, Oct. 1982, pp. 785-791.
5. Bae, D.S., Haug, E.J., A Recursive Formulation for Constrained Mechanical System Dynamics; Part II. Closed Loop System, Mech. Struct & Math., 15(4), 1987-1988.
6. Jerkovsky, W., The Structure of Multi-body Dynamic Equations, J. of Guidance and Control, Vol. 11, No. 3, May-June, 1978, pp. 173-182.
7. 허승진, 심정수, 4WS의 Concept-Study 및 주행역학적 특성규명에 관한 연구, KIST, 연구보고서, 1989. 9
8. 허승진, 심정수 등, 승용차용 ECS-SYSTEM의 차량 동역학적 특성 규명을 위한 연구, KAITECH, 연구보고서, 1990. 4.
9. Dugoff, H., Fancher, P.S., Segel, L., An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance, SAE Trans. 700377, 1970.