

〈논 문〉 SAE NO. 96370118

후륜 조향 동력학 모델 및 제어 로직 개발

Development of the Dynamic Model and Control Logic for the Rear Wheel Steering in 4WS Vehicle

장 진 회,* 김 상 현,** 한 창 수***
J. H. Jang, S. H. Kim, C. S. Han

ABSTRACT

In the turning maneuver of the vehicle, its motion is mainly dependent on the genuine steering characteristics (under steer, neutral steer, and over steer). General automobile has an under steer characteristics in view of the directional stability for stable turning ability. The under steer vehicle has an ability to maintain its own directional performance for unknown external disturbances to some extent. From a few years ago, in order to acquire the more enhanced handling performance, some types of four wheel steering vehicle were considered and constructed. And, various rear wheel control logics were developed and tested for the above mentioned background. But, a more robust control logic for external disturbances has not been suggested. For this reason, in this paper, a more enhanced control logic for the four wheel steering vehicle is suggested. The proposed rear wheel control logic is based on the yaw rate feed back type and is slightly modified by an yaw rate tuning factor for more stable turning performance. And an external disturbance is defined as a motivation of the additional yaw rate in the center of gravity by an uncertain input. In this study, an external disturbance is applied to the vehicle as a form of the additional yawing moment. Finally, the proposed rear wheel control logic is tested on the multi-body analysis software (ADAMS). J-turn and double lane change test are performed for the validation of the control logic.

주요기술용어 : Four wheel steering vehicle(4륜 조향 차량), External disturbance(외란), Rear wheel control logic(후륜 제어 로직), Full vehicle model(전체차량모델), Yaw rate tuning factor(요각속도 조절 인자)

* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과
** 삼성자동차
*** 정회원, 한양대학교 기계공학과

1. 서 론

차량의 선회 특성은 차량의 설계시 결정되는 교유의 조향 특성에 의하여 좌우된다¹⁾. 차량의 조향 특성은 under steer(US), neutral steer(NS), over steer(OS)로 나눌 수 있다. 이러한 조향특성을 결정하는 한가지 방법은 차량에 작용하는 횡력의 착력점이 차량 중심점의 위치와 비교하여 어떠한 위치에 있는가를 보고 결정할 수 있다. US 차량의 경우는 횡력의 착력점이 차량 중심점의 뒤에 위치하며, OS 차량은 착력점이 차량 중심점의 경우는 횡력의 착력점이 차량 중심점의 뒤에 위치하며, OS 차량은 착력점이 차량 중심점의 앞에 놓이게 되는 구조를 하게 된다. NS 차량은 횡력의 착력점과 차량 중심점의 위치가 서로 일치하는 경우를 의미한다. 일반적인 자동차는 방향 안정성 면에서 스스로 대처해 나가면서 주행할 수 있도록 하기 위해서 US 특성을 갖도록 설계하는 것이 대부분이다. US 특성을 갖는 차량은 운전자의 조향 입력 또는 그리심각하지 않은 외란에 대하여 얼마간의 과도 상태를 거쳐 정상 상태로 돌아오는 특성을 갖는다. 반면에 OS 특성을 갖는 차량은 그 자체의 운동역학적 성질로 인하여 불안정해질 수 있는 경우가 발생하므로 설계시 이를 고려하는 것이 일반적이다.

4WS 차량은 종래의 US 특성을 갖는 차량에서의 성능을 한층 더 향상시키려는 노력의 일환이라 할 수 있다^{2)~5)}. 즉, 이 시스템은 후륜을 차량의 주행 속도 및 상황에 맞게 조향시켜 기존의 US 특성을 갖는 2WS 차량의 동적 특성을 향상시켜 안정하게 만들려는 목적으로 연구되고 있는 것이다. 4WS 차량은 그 내부에 포함되어 있는 후륜 제어 로직에 따라 여러 가지로 분류할 수 있다. 예를 들면, 후륜을 단순히 전륜의 조향 각에 비례하여 조타되도록 하는 비례 방식이 있을 수 있으며, 또한 차량 자체의 자전을 의미하는 요각속도를 귀환 제어하는 방식이 있다^{6),7)}. 이들 각각에도 고정된 이득을 이용하는 경우가 있으며 차량의 속도에 따라 상황에 맞게 이득을 조절해 나가는 방법도 있다. 기존의 연구를 통하여 살펴

보면 고정 이득을 사용하는 경우는 차량이 접할 수 있는 여러 상황에 만족스럽게 대처하기 힘든 것으로 알려져 있으며, 가변 이득을 사용하는 경우가 보다 바람직하다. 이러한 경우는 차량의 주행속도가 변할 경우 또한 차량이 접할 수 있는 상황의 변화에 대처해 나갈 수 있는 방식이다. 일반적으로 4WS 차량은 2WS에 비하여 고속 주행시 후륜이 전륜과 동상으로 조향되도록 하여 안정성 측면을 강화시켜 외란에 비교적 잘 견딜 수 있을 것이라 사료되지만 제어 로직의 특성에 따라 차체의 횡 미끄러짐 각과 요각속도의 감소 경향을 조사함이 필요하다. 즉, 외란의 영향을 효과적으로 대처해 나가는 데는 아직 부족한 면이 있다는 것이다^{6),7)}.

일반적으로 차량의 직진시 또는 선회시 작용할 수 있는 외란은 여러 가지로 분류할 수 있으나, 차량의 횡동역학 문제에 있어서 존재할 수 있는 외란은 임의의 어떠한 원인으로든 추가의 요각속도를 차량에 가하는 경우로 정의할 수 있다. 이는 실제로 횡풍이나 노면의 불규칙성으로 인하여 발생하는 모든 경우에 해당한다. 즉, 운전자로부터의 순수한 조향 입력이 아닌 횡력이 차량에 가해짐으로 인하여 차량의 무게 중심에 등가의 yawing moment를 일으켜 차체의 자전을 가중시켜 불안정하게 하는 경우로 표현할 수 있는 것이다. 그러므로 이렇게 발생할 수 있는 요각속도를 정해진 목표치로 감소시키려는 노력이 필요하다 할 수 있다. 이렇게 함으로써 차량은 고속에서 안정한 조향 성능을 얻을 수 있는 것이다.

본 연구에서는 정상 상태에서 차체의 측면 미끄러짐 각을 줄이려 하는 로직과 요각속도 귀환형의 제어 로직을 연결하여 주행시나 선회시에 발생할 수 있는 외란에 효과적으로 대처해 나갈 수 있는 제어 로직을 제안하였다. 요각속도 귀환 이득과 더불어 여기에 새로이 요각속도 조절 인자(yaw rate tuning factor)를 도입하여 상황에 맞게 요각속도를 조절하고자 하였다. 이렇게 요각속도 조절 인자를 도입할 경우 달라지는 차량의 동적 특성을 감쇠비의 비고를 통하여 고속에서의 안정성 향상을 예측하였으며 본 논문에서 대상으로 한 차량에 적절한 요각속도 조절 인자

를 도출하여 시험시 적용하였다. 전륜 조향 각에 비례하는 항의 이득과 요각속도 귀환시 이용된 이득 및 조절 인자는 차속에 따라 가변하게 되어 있으므로 상황에 잘 대처해 나갈 수 있을 것이라 사료된다. 이 제어 로직은 차체의 요각속도의 감소에 중점을 두어 외란에 잘 견디도록 고안한 것이라 할 수 있다. 이러한 제어 로직을 도출하고자 하는 목적으로 기본적인 2자유도의 간단한 차량모델을 이용하였다. 하지만 일반적인 차량의 조향 특성에 대한 동특성과 제어에 관한 영향은 2자유도 계의 차량 모델로도 어느 정도의 성과를 거둘 수 있으나 그 값의 크기의 정확도 및 보다 현실에 가까운 차량의 성능 분석과 이해를 위해서는 3차원의 전체 차량 모델을 이용한 검증이 필수적이라 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 2자유도 계의 차량 모델에서 유도된 후륜 조향 제어 로직의 타당성을 검증하기 위하여 ADAMS 프로그램을 이용하여 전체 차량 모델링을 수행한 후 컴퓨터 상에서 모의 실험을 수행하였다. 이를 통하여 본 연구에서 제안한 제어 로직의 타당성 및 적용 가능성을 확인하였다.

2. 후륜 조향 제어 로직

2.1 제어 로직 도출을 위한 차량의 모델링

Fig.1에 본 연구에서 제어 로직을 도출하기 위하여 이용한 간단한 차량의 개략도를 나타내었다. 이 그림으로부터 차량의 선회시에 나타나는 동력학 관계식을 구해 보면 다음과 같다.

$$mV\left(\frac{d\beta}{dt} + \gamma\right) = 2Y_f + 2Y_r \quad (1)$$

$$I\frac{d\gamma}{dt} = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r \quad (2)$$

4륜 조향 차량에 있어서 전, 후륜 조타각을 δ_f , δ_r 이라 할 때, 전·후륜에 작용하는 횡력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Y_f = -K_f \beta_f = -K_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) \quad (3)$$

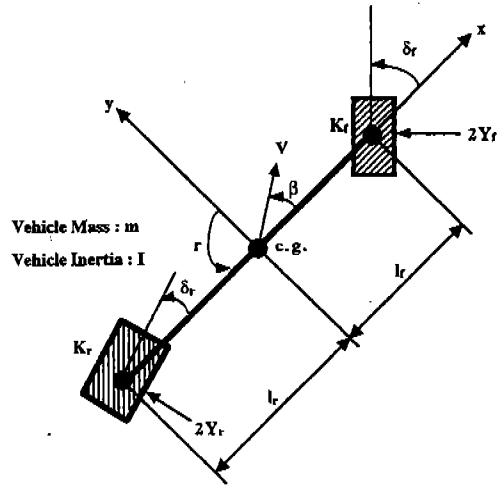


Fig.1 Simple four wheel steering vehicle model

$$Y_r = -K_r \beta_r = -K_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} \gamma - \delta_r \right) \quad (4)$$

이 식을 자동차의 선회시 운동 방정식인 Eq.(1), (2)에 연결하여 생각해 보면 전체 운동 방정식을 얻을 수 있다.

$$mV\frac{d\beta}{dt} + 2(K_f + K_r)\beta + \left[mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r) \right] \gamma = 2K_f \delta_f + 2K_r \delta_r \quad (5)$$

$$I\frac{d\gamma}{dt} + \frac{2(l_f K_f + l_r K_r)}{V} \gamma + 2(l_f K_f - l_r K_r)\beta = 2l_f K_f \delta_f - 2l_r K_r \delta_r \quad (6)$$

이 식을 상태 방정식의 형태로 고치기 위하여 다음과 같은 과정을 수행한다. 여기서 β , γ 은 각각 차량의 횡 미끄러짐 각(side slip angle)과 요각속도(yaw rate)를 의미한다. 그리고 K_f , K_r 은 전후 각륜의 cornering stiffness를 의미한다. 이 식을 상태 방정식의 형태로 써 보면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{2(K_f+K_r)}{mV} & -\left[1+\frac{2}{mV^2}(l_f K_f-l_r K_r)\right] \\ -\frac{2(l_f K_f-l_r K_r)}{I} & -\frac{2(l_f^2 K_f+l_r^2 K_r)}{IV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2K_f}{mV} & \frac{2K_r}{mV} \\ \frac{2l_f K_f}{I} & -\frac{2l_r K_r}{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (7)$$

2.2 제어 로직 연구

2.2.1 전륜 조타각에 비례하는 후륜 조타 : Case 1

이 제어 방식은 종래에 수행되었던 가장 기본적인 제어 방식이라 할 수 있다. 즉, 전륜의 조향 각은 핸들 각에 비례하도록 되어 있으며 후륜은 적당한 이득과 전륜 조향 각의 곱으로 표시되는 방식이다. 이 사항을 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\delta_f = \frac{\delta}{n} \quad (8)$$

$$\delta_r = k\delta_f = \frac{k}{n} \delta \quad (9)$$

여기서, δ 는 핸들 각도를, n 은 전륜 조향 계의 기어비(gear ratio)를 나타내며 본 연구에서 이용한 값은 약 17 정도이다. Eq.(7)에 Eq.(8), (9)을 대입하고 Laplace 변환을 통하여 side slip angle에 대해 최종치 정리(final value theorem)를 적용하면 일정한 조타각에 대한 횡 미끄러짐 각 β 의 정상 상태의 값을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\beta = \frac{1}{n} \frac{\begin{vmatrix} 2(K_f+kK_r) & mV+\frac{2}{V}(l_f K_f-l_r K_r) \\ 2(l_f K_f-k l_r K_r) & \frac{2(l_f^2 K_f+l_r^2 K_r)}{V} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 2(K_f+K_r) & mV+\frac{2}{V}(l_f K_f-l_r K_r) \\ 2(l_f K_f-l_r K_r) & \frac{2(l_f^2 K_f+l_r^2 K_r)}{V} \end{vmatrix}} \quad (10)$$

만약에 정상 상태의 횡 미끄러짐 각을 영으로 만들고 싶은 경우는, k 값을 Eq.(10)의 분자 항을 영으로 하여 다음과 같이 구할 수 있다²⁾.

$$k = \frac{-l_r + \frac{ml_f}{2lK_r} V^2}{l_f + \frac{ml_r}{2lK_f} V^2} \quad (11)$$

Eq.(11)을 이용하면 저속에서는 전륜과 후륜이 역상을 이루게 할 수 있고, 어느 속도 이상이 되면 전륜과 후륜이 동상을 이루도록 하여 정상 상태의 측면 미끄러짐 각을 영으로 만들 수 있다. 이러한 전이 속도는 차량의 기본 제원과 타이어의 코너링 특성에 의하여 쉽게 정하여 질 수 있다.

2.2.2 전륜 조타각에 비례하는 방식(Fixed Gain)+Yaw Rate 귀환 제어 방식 : Case 2

이 제어 방식은 2.2.1절에서 언급했던 제어 로직을 더욱 더 개선하고 차량의 안정성을 향상시키고자 하는 목적으로 차량의 선회시 가장 중요한 상태 변수인 요각속도를 귀환하여 제어하는 방식이다. 이 때, 전륜 조향 각에 비례하도록 하는 제어에 이용된 이득은 원하는 목적에 맞게 구할 수 있다. 귀환 이득 또한 마찬가지로 정의될 수 있다.

$$\delta_r = k_s \delta_f + k_r \gamma = \frac{k_s}{n} \delta + k_r \gamma \quad (12)$$

여기서, Eq.(8)과 Eq.(12)를 Eq.(7)에 대입하고 Laplace 변환을 통하여 일정한 조타각에 대한 차체의 측면 미끄러짐 각을 구해 보면 다음과 같다.

$$\frac{\beta(s)}{\delta(s)} = \frac{1}{n} \frac{N(s)}{D(s)} \quad (13)$$

여기서,

$$N(s) = \left| \begin{array}{c} 2(K_f + k_s K_r) \quad mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r) - 2k_r K_r \\ 2(l_f K_f - k_s l_r K_r) \quad I_s + \frac{2(l_f K_f + l_r K_r)}{V} + 2k_r l_r K_r \end{array} \right| \quad (14)$$

$$D(s) = \left| \begin{array}{c} mVs + 2(K_f + K_r) \quad mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r) - 2k_r K_r \\ 2(l_f K_f - l_r K_r) \quad I_s + \frac{2(l_f K_f + l_r K_r)}{V} + 2k_r l_r K_r \end{array} \right| \quad (15)$$

유도된 윗 식중에서 분자 항에 해당하는 Eq. (14)을 0으로 하여 전개하고, 다항식의 s항에 해당하는 계수와 마지막의 정수항을 0으로 놓으면 다음 각각의 이득들을 구할 수 있게 된다.

$$k_s = -\frac{K_f}{K_r} \quad (16)$$

$$k_r = \frac{mV^2 + 2(l_f K_f - l_r K_r)}{2K_r V} \quad (17)$$

이 제어 로직을 사용하면 과도 상태뿐만 아니라 정상 상태에 대해서도 차체의 측면 미끄러짐 각을 영으로 만들 수 있다. 참고적으로 Case 2에 해당하는 이 제어 로직이 지금까지 제시되었던 것 중에서 이론적으로는 가장 향상된 것이라 할 수 있다.

2.2.3 전륜 조타각에 비례하는 방식(Variable Gain)+Yaw Rate 귀환 제어 방식 : Case 3

2.2.1절과 2.2.2절에서 언급한 제어 로직은 각각의 특징이 있으며 일반적으로 이용하는데 그리 큰 문제는 존재하지 않는다. 그러나 이 방법들은 공히 차량의 중심점에서 발생하는 측면 미끄러짐 각을 감소시키는데 초점이 맞추어져 있어 상대적으로 요각속도를 능동적으로 제어하는데는 다소 미비하다 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 전

륜 조타각에 비례하는 방식에 있어서의 이득을 가변 항으로 잡아, 요각속도의 감소를 더욱 더 크게 하기 위한 로직을 구상하였다. 이렇게 하면 차량의 주행시나 선회시에 작용할 수 있는 외란에 효과적으로 적용해 나갈 수 있을 것이라 판단된다.

이를 위한 기초적인 이론 전개를 위하여 Eq. (5), (6)의 후륜 조향각 항에 다음과 같은 항을 도입하기로 한다.

$$\delta_r = k\delta_f + (k_f + k_r)\gamma \quad (18)$$

여기서, k_f 는 본 연구에서 요각속도를 더욱 더 안정적으로 줄이고자 하는 목적으로 도입한 일종의 조절 인자(tuning factor)이다. 이 조절 인자의 도입으로 인하여 차량의 동적 특성이 어떻게 바뀔 수 있는지에 대하여 살펴보기로 한다. 먼저 순수하게 요각속도 귀환 이득만을 고려하여 k_s 와 k_r 의 수학적 관계를 Eq.(14)를 영으로 하여 구해 보면 다음과 같다.

$$k_r = -\frac{A_1}{A_2} k - \frac{A_3}{A_4}$$

여기서, A_1, A_2, A_3, A_4 는 차량의 속도와 차량의 설계 인자들의 함수로 정의되는 항이다. 이 식은 전륜 조향각에 비례하도록 제어하는 경우와 요각속도 귀환 제어시에 발생할 수 있는 비레이득과 귀환이득 간의 관계를 나타내는 관계식이다. 이 식으로부터 해석적으로 얻을 수 있는 제어 로직의 해는 모두 Case 1과 Case 2의 범위 내에 존재함을 알 수 있다. 그러므로 본 논문에서의 모델을 기준으로 얻을 수 있는 이론적인 최상의 제어로직은 Case 2가 됨을 알 수 있다. 이러한 관계를 염두에 두고 이보다 향상된 차량의 조종을 위하여 추가의 요각속도 조절 인자(yaw rate tuning factor)가 포함될 경우의 조건을 구해 보도록 한다. 먼저 Eq.(18)을 Eq.(1)에 대입하여 정리한 후 Laplace 변환을 수행하여 보면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & mVs\beta(s) + 2(K_f + K_r)\beta(s) \\
 & + [mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r) - 2K_r(k_i + k_r)]\gamma(s) \\
 & = 2K_f \delta_f(s) + 2K_r k \delta_r(s)
 \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned}
 & 2(l_f K_f - l_r K_r)\beta(s) + Is\gamma(s) \\
 & + [\frac{2(l_f K_f + l_r K_r)}{V} + 2l_r K_r(k_i + k_r)]\gamma(s) \\
 & = 2l_f K_f \delta_f(s) - 2l_r K_r k \delta_r(s)
 \end{aligned} \quad (20)$$

Eq.(19), (20)에서 전체 수식에 대한 차량의 특성 방정식을 구해 보면 다음과 같다.

$$\begin{vmatrix}
 mVs + 2(K_f + K_r) & mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r) - 2K_r(k_i + k_r) \\
 2(l_f K_f - l_r K_r) & Is + \frac{2(l_f K_f + l_r K_r)}{V} + 2l_r K_r(k_i + k_r)
 \end{vmatrix} = 0 \quad (21)$$

이를 전개상의 편의를 위하여 간략히 정리하여 써 보면 다음과 같다.

$$\begin{vmatrix}
 mVs + C_1 & C_2 - C_5 \\
 C_3 & Is + C_4 + l_r C_5
 \end{vmatrix} = 0 \quad (22)$$

여기서,

$$C_1 = 2(K_f + K_r)$$

$$C_2 = mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r)$$

$$C_3 = 2(l_f K_f - l_r K_r)$$

$$C_4 = \frac{2(l_f K_f + l_r K_r)}{V}$$

$$C_5 = 2K_r(k_i + k_r)$$

이다. Eq.(22)를 전개하여 요각속도 조절 인자를 고려한 경우 차량의 특성 방정식을 구해 보면 다음과 같다.

$$s^2 + \frac{1}{mVI} [mVC_4 + mVl_r C_5 + C_1 I] s$$

$$+ \frac{1}{mVI} [C_1 C_4 - C_2 C_3 + (C_1 l_r + C_3) C_5] = 0 \quad (23)$$

Eq.(23)의 물리적인 의미를 파악하기 위하여 일반적인 특성 방정식의 형태와 연결하여 생각해 보기로 한다.

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0 \quad (24)$$

여기서,

$$2\zeta\omega_n = \frac{mVC_4 + mVl_r C_5 + C_1 I}{mVI}$$

$$\omega_n^2 = \frac{C_1 C_4 - C_2 C_3 + (C_1 l_r + C_3) C_5}{mVI}$$

위의 관계로부터 요각속도 귀환 이득과 조절 인자를 고려한 경우 조향 입력에 대한 차량 응답의 감쇠비를 구해 보면 다음과 같다.

$$\zeta_1 = \frac{mVC_4 + C_1 I + mVl_r C_5}{2\sqrt{mVI} \sqrt{C_1 C_4 - C_2 C_3 + (C_1 l_r + C_3) C_5}} \quad (25)$$

이렇게 구한 감쇠비의 변화 경향을 보기 위해서는 2륜 조향 차량의 경우나 4륜 조향 차량에 있어서도 단지 전륜 조타각에 비례하는 제어를 하는 경우에 나타나는 감쇠비와 Eq.(25)를 비교함이 필요하다.

$$\zeta_2 = \frac{mVC_4 + C_1 I}{2\sqrt{mVI} \sqrt{C_1 C_4 - C_2 C_3}} \quad (26)$$

Eq.(25)와 Eq.(26)을 비교할 경우 서로 다른 경우는 C_5 항이 추가된 경우 이외에는 다른 점이 존재하지 않는다. 이럴 경우 분모와 분자 항에 C_5 가 포함되어 있는 항의 상대적인 크기를 비교하여 서로의 크기를 간접적으로 비교할 수 있다. 먼저 분자에서 C_5 와 관련된 항은 약 10의 9승 order를 가지나, 반면에 분모에서 C_5 가 포함되

어 있는 항은 약 10의 4승 order를 갖게 되어 차속의 증가와 더불어 요각속도 조절 인자를 선형적으로 증가시키면 고속 주행시 감쇠비의 증가 성능을 얻을 수 있게 된다. 이는 기존의 2륜 조향 차량에 있어서 차속의 증가와 더불어 감쇠비가 감소하여 차량이 불안정해질 수 있는 경우를 막아 줄 수 있는 향상된 차량의 성능이라는 것을 알수 있다. 결과적으로 차속에 따라 선형적으로 증가하는 요각속도 조절 인자의 효과적인 선택 여하에 따라 차량의 조향 특성은 매우 달라질 수 있는 근거가 마련된 것이라 할 수 있다. 앞서 설명한 두 가지 감쇠비의 차속에 따른 변화 경향을 Fig.2에 나타내었으며 본 연구에서 대상으로 한 차량에 적합한 요각속도 조절 인자의 변화 경향을 Fig.3에 제시하였다. 이는 차량의 설계 변수들에 의하여 결정되는 것이며 자동차 제작 업체의 목표와 기존의 변경과 더불어 약간의 차이를 이루며 변경될 수 있을 것으로 판단된다. 본 논문에서는 이렇게 얻어진 조절 인자의 값들을 이용하여 뒤에서 이루어진 모의 실험을 수행하였다.

3. 제어 로직 검증을 위한 전체 차량 모델

본 연구에서 모델링 한 차량의 전방 현가계는

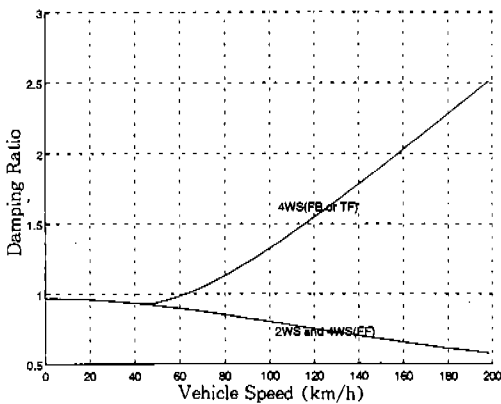


Fig.2 Comparison of the damping ratio(2WS and 4WS(with yaw rate tuning factor))(where, FF:Feed Forward, FB: Feed Back, and TF:Tuning Factor)

맥퍼슨(McPherson)) 형태의 현가장치로 구성 되어 있다. 이 현가계는 전륜 구동차의 보급으로 차량 전방의 공간 확보를 위해 보편적으로 이용 되는 독립 현가장치로서 더블 위시본형에 비하여 가격이 구조면에서 일반적으로 많이 이용되고 있다. 이러한 맥퍼슨 형태의 현가계는 크게 너클 부분(knuckle part)과 LCA(Lower Control Arm), 타이 로드(tie rod) 등으로 구성되어 있다. 또한 롤링의 영향을 줄여 주기 위하여 양쪽 이 stabilizer bar로 연결되어 있다.

후방 현가계는 tri-link형)의 현가장치로 구성 되어 있다. 이 장치는 기존의 후륜이 조향되지 않는 일반적인 차량에 있어서 후륜 현가계로 많이 사용되고 있는 장치이다. 이 현가계는 두 개의 래터럴(lateral) 링크와 하나의 트레일링 암(trailing arm)으로 연결되어 있다. 여기에 후륜 조향이 가능하도록 하나의 래터럴 링크와 트레일링 암을 하나의 강체로 연결하였으며 다른 하나의 래터럴 링크는 랙과 연결하여 조향이 가능하도록 하였다. 이와 같이 변경된 후방 현가계를 장착한 차량과 변경되기 전의 현가계를 장착한 차량의 응답 특성을 비교, 검증하여 타당함을 입증하였다. 이 결과는 4장에서 언급하기로 한다.

이렇게 전방과 후방에 구성한 현가계를 차량에 장착하여 전체 차량 모델(full vehicle model)을

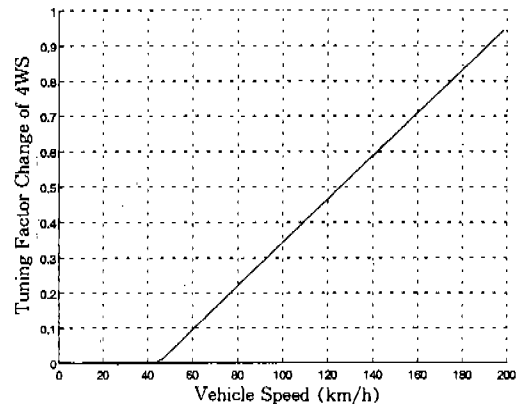


Fig.3 A trend of the yaw rate tuning factor for the vehicle

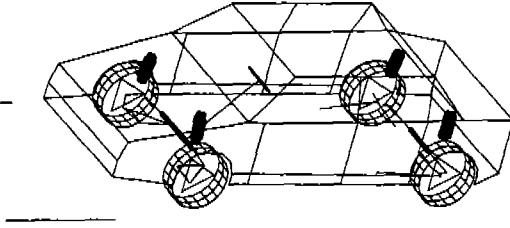


Fig.4 Full vehicle model(in ADAMS)

ADAMS 프로그램⁶⁾상에서 구성하였다. 이에 대한 그림을 Fig.4에 나타내었다. 이 때, 차량의 전체 자유도는 14자유도를 갖는다. 이는 차체에서 3개의 병진과 3개의 회전 자유도가 존재하며 각 타이어에 1개씩의 회전 자유도가 존재하고 현가장치에서 4개의 자유도가 존재하여 총 14자유도의 운동을 허용하였다. 전륜의 조향시 발생하는 1개의 자유도는 운동 구속으로 처리하여 전체 자유도에는 영향을 미치지 않는다. 이와 같이 구성된 4륜 조향 차량의 동특성을 살펴보기 위하여 본 연구에서는 몇 가지 모의 실험을 수행하였다.

4. 동적 반응 해석

4.1 모델 검증

먼저 ADAMS상에서 모델링한 4륜 조향 차량의 모델 검증을 위한 컴퓨터 상에서의 모의 실험을 수행하였다. 이는 기존의 2륜 조향 차량과 4륜 조향 차량에서 후륜을 고정시켜 선회토록 하여 얻어진 동적 성능 비교이다. 시험은 80km/h의 속도로 주행하고 있는 차량에 1초에서 1.2초 사이에 약 90° 정도의 조향 핸들 입력을 가하는 J-turn 시험으로 하였다. Fig.5에는 2륜 조향 차량과 후륜을 고정시켜 시험한 4륜 조향 차량의 횡가속도 결과를 나타낸 것이다. Fig.6과 Fig.7에는 각각 차체의 요각속도와 롤 각도를 나타낸 것이다. 결과로부터 알 수 있듯이 본 논문에서 제어 로직의 검증을 위하여 수행한 4륜 조향을 위한 전체 차량 모델링이 결과적인 측면에

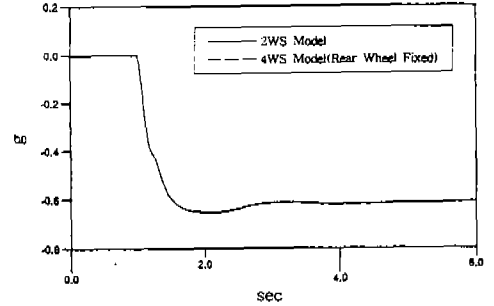


Fig.5 Comparison of the lateral acceleration

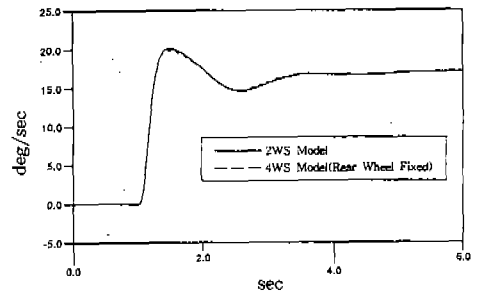


Fig.6 Comparison of the yae rate

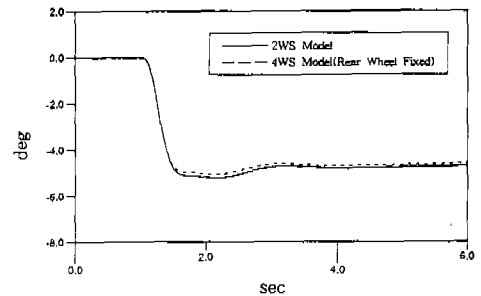


Fig.7 Comparison of the roll angle

서 보면 검증용으로 이용한 2륜 조향 차량 모델의 결과⁷⁾와 비교하여 볼 때 충분히 타당함을 알 수 있다. 서로 약간의 차이를 보이는 것은 후륜 현가장치의 변경으로 인한 미소한 차이임을 알 수 있으며 이는 차량의 핸들링 측면에서 상대적으로 큰 의미를 갖는 것은 아니라는 것을 알 수 있다. 이를 이용하여 앞서 언급한 각 경우에 대한 제어 로직과 새로이 제안한 제어 로직을 검증하기로 한다.

4.2 J-turn 시험

4륜 조향 제어 로직의 효과적인 비교를 위하여 앞서 수행하였던 J-turn 시험을 각 방식에 따라 적용하였다. 여기에서는 90°의 조향 입력을 45°의 조향 입력으로 대치시켜 수행하였다. 결과를 살펴보기에 앞서 물리적으로 2륜 조향 차량과 4륜 조향 차량을 비교할 경우 차속이 일정 속도 이상이 되면 후륜의 조향각이 전륜의 조향각과 같은 방향으로 회전하므로 2륜 조향 차량에 비하여 차량의 선회 능력 자체는 감소함을 알 수 있다. 즉, 2륜 조향 차량에서 얻었던 횡가속도, 요각속도, 롤 각의 크기는 4륜 조향 차량일 경우 상대적으로 작은 값을 나타낸다는 것이다. 이를 기초로 각 제어 로직을 차량에 적용할 경우에 나타나는 상태 변수들의 값을 시간 영역에서 구해 보았다. Fig.8은 횡가속도 응답을 나타낸 것이다. 입력이 가해진 후 약간의 오버 슈트(overshoot)를 보이다가 약 2초 후 정상 상태의 값으로 수렴함을 알 수 있다. 2륜 조향 차량의 경우 약 0.4g 정도의 횡가속도 응답을 나타내며 Case 1과 Case 2의 4륜 조향 차량의 횡가속도는 약 0.38g임을 알 수 있다. 이와 더불어 Case 3의 4륜 조향 차량은 0.36g 정도의 횡가속도로 앞선 차량에 비하여 상대적으로 감소된 값으로 수렴함을 알 수 있다. 그리고 Fig.9, Fig.10에는 각각 요각속도와 롤 각도를 제시하였다. 이 결과에서도 횡가속도의 결과와 마찬가지로 본 논문에서 제안한 제어 로직이 가장 향상된 응답을 보임을 알 수 있다. 즉, 2륜 조향과 Case 1, 2의

4륜 조향 차량이 약 9.8~15deg/sec의 요각속도와 2.7~2.9deg 정도의 롤 각을 갖는 반면 Case 3의 4륜 조향 차량은 약 9.6deg/sec의 요각속도와 2.6deg 정도의 롤 각을 가지므로 본 연구를 통하여 목적하였던 바가 적절히 구현되었음을 알 수 있었다. 이를 통하여 적절한 요각속도 조절 인자의 선정을 통하여 차량의 동적 성능을 허용되는 범위내에서 자유자재로 변경할 수 있는 가능성을 찾을 수 있었다. 만약 자동차 업체나 연구소에서 어떠한 정해진 목표를 갖고 있기만 하면 이에 부합되는 요각속도조절 인자의 값을 차량의 주행속도의 함수 형태로 구할 수 있다. 본 논문에서는 Fig.3에 제시한 조절 인자의 값을 사용하였다.

4.3 이중 차선 변경 시험

이 절에서는 보다 현실성 있는 검증을 위하여 80km/h의 속도로 주행하면서 이중 차선 변경(double lane change)을 하는 시험⁹⁾을 수행하였

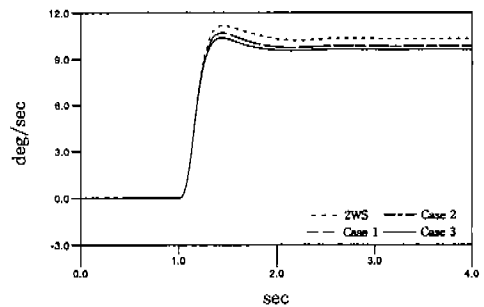


Fig.9 Comparison of the yaw rate

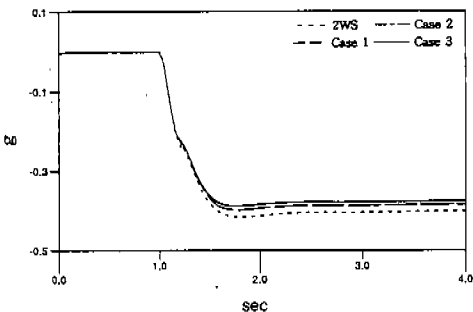


Fig.8 Comparison of the lateral acceleration

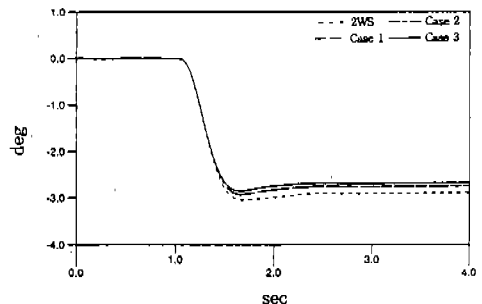


Fig.10 Comparison of the roll angle

다. 이는 차량이 주행 중에 접할 수 있는 혹독한 상황 중의 하나로 차량의 선회 성능을 판단하기 위하여 많이 이용하고 있는 방법이다. 이러한 시험 방법에는 주어진 경로를 추종하도록 차량을 선회시켜야 하기 때문에 적절한 운전자 모델의 적용이 필요하다. 이를 위하여 본 논문에서는 전방 주시 거리를 고려하고 목표 경로와의 오차를 줄이면서 조향 입력을 가하는 비교적 간단한 운전자 모델을 이용하였다. 먼저 기존의 후륜을 고정시켜 2륜 조향을 하게 한 차량에 대하여 시험하였으며 각 제어 로직 및 본 연구에서 제안한 로직을 순서대로 시험하였다. Fig.11은 앞에서 언급한 각 제어 로직에 대한 차량의 횡가속도 응답을 보이고 있다. 그림을 보면 레인을 통과하면서 차체의 횡방향으로 발생하는 가속도는 각 차량에 따라 그리 크게 달라지지는 않는다는 것을 알 수 있으나 본 연구에서 제안한 제어 로직을 장착한 차량의 결과가 가장 작은 값을 나타내어 차량의 방향 안정성이 다소 향상되었음을 알 수 있다. 이 결과로부터 차체에서 발생하는 측면 미끄러짐 각이 이 횡가속도와 관련이 있으므로 이 값도 줄어듦을 알 수 있는 것이다. 다음으로 차체의 선회시 발생하는 요각속도를 Fig.12에 나타내었다. 이 결과는 다른 결과에 비하여 각 제어 로직에 따라 상대적으로 그 변화의 폭이 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 간접적으로 이 상태 변수의 영향이 다른 어떠한 변수들에 비하여 큰 비중을 차지하고 있음을 알 수 있는 것이다. 앞에서 이미 언급한 바와 같이 4륜 조향 차량은 이미 언더 스티어 경향을 갖고 있는 차량의 선회

성능을 더욱 더 개선시키는 것이 목적이므로 요각속도는 2륜 조향 차량에 비하여 작게 나타나는 것은 당연하다 하겠다. 하지만 서론에서도 언급했듯이 본 연구에서 정의한 임의의 외란이 가해질 경우 이 요각속도는 커질 수 있으므로 이를 더욱 더 감소시킬 수 있는 가에 대해 살펴보는 것이 중요하다. 이는 외란이 가해지지 않는 일반적인 주행이나 선회시에는 큰 향상이라 볼 수는 없으나 외란이 가해질 수 있는 조건에서는 안정적인 차량의 응답을 얻을 수 있는 것이라 판단할 수 있다. 그림으로부터 살펴보면 예상한 바와 같이 본 연구에서 제안한 제어 로직이 상대적으로 다른 제어 로직에 비하여 요각속도를 더욱 더 감소시켜 안정성에 대한 여유를 더 가짐을 알 수 있다. 마지막으로 차량의 선회시 차체의 롤 영향을 살펴봄이 필요하다. Fig.13에는 각 차량의 롤 각도를 도시하였다. 이는 횡가속도의 결과와 유사한 경향을 보이고 있음을 알 수 있으며 그 차이는 횡가속도의 결과와 마찬가지로 크지 않음을

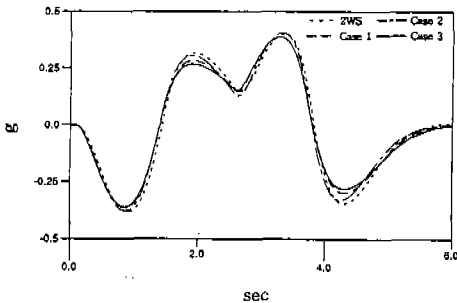


Fig.11 Comparison of the lateral acceleration

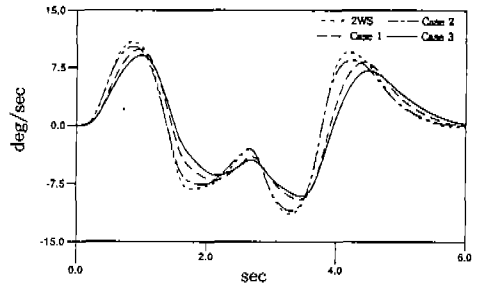


Fig.12 Comparison of the yaw rate

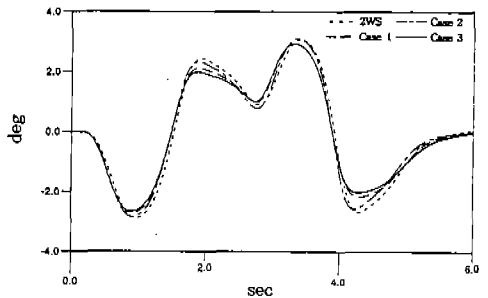


Fig.13 Comparison of the roll angle

알 수 있다. 그러나 4륜 다소 작은 값을 가짐을 알 수 있다. 이를 더욱 더 능동적으로 개선하기 위해서는 현가장치에 대한 연구가 4륜 조향 장치의 연구와 더불어 연구되어야 할 것으로 판단 된다.

4.4 외란이 가해질 경우의 J-turn test

먼저 J-turn test를 하고 있는 차량의 무게 중심에 임의의 어떠한 요인으로 임펄스 형태의 요 오잉 모멘트(약 1,000Nm)가 순간적으로 가해질 경우를 가정하여 생각해 보도록 한다. 이는 실제 상황에서 일종의 돌풍이 차량에 가해질 경우 또는 선회 중에 노면의 불규칙성으로 인하여 좌우에 다른 횡력이 순간적으로 작용하여 차량에 선회 경향을 크게 하는 경우로 분류할 수 있다. Fig.14에는 횡가속도 응답을 나타낸 것이다. 외란이 가해지는 약 2.6초 정도에서 순간적으로 피크가 발생한 후 원래의 정상 상태로 모든 차량이 돌아옴을 알 수 있다. 원래 각 차량이 보유하고

있던 조향 특성을 거의 그대로 유지하면서 모든 차량이 정상 상태로 돌아오고 있는 것이다. 이는 Fig.15, 16에 나타낸 요각속도와 롤 각도의 응답에서도 유사한 경향을 나타낸다. 이들 결과들 모두 외란이 가해질 경우에 발생하는 피크치와 정상 상태의 값이 본 논문에서 제안한 제어 로직을 적용한 차량이 작은 변화를 보임을 알 수 있어 외란이 가해질 경우에도 상대적으로 우수함을 알 수 있다.

다음으로 J-turn test를 하고 있는 차량의 무게 중심에 임의의 어떠한 요인으로 스텝 형태의 요오잉 모멘트(약 1,000Nm)가 계속적으로 가해질 경우를 가정하여 생각해 보도록 한다. 이는 실제 상황에서 계속적인 횡풍이 불어오는 거리를 주행하는 차량에 대한 응답이라 할 수 있다. 혹은 타이어의 불균일한 마모로 인하여 좌우 타이어의 선회 특성이 다른 상태에서 차량이 주행할 경우로도 볼 수 있다. Fig.17에 이럴 경우의 횡가속도 응답을 시간 영역에서 구한 결과를 나타

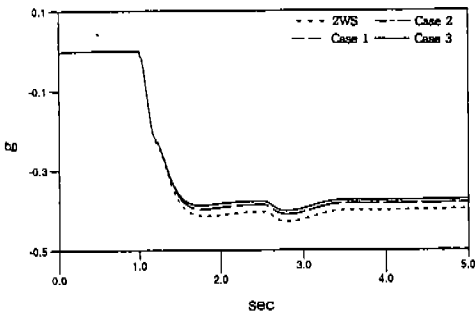


Fig.14 Comparison of the lateral acceleration

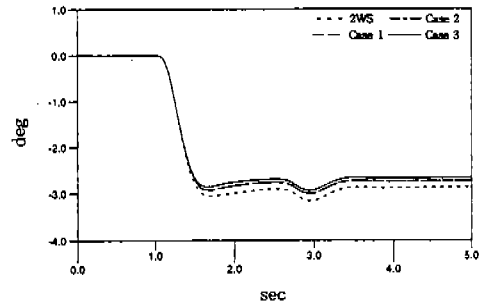


Fig.16 Comparison of the roll angle

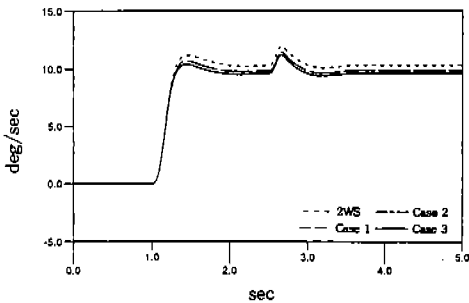


Fig.15 Comparison of the yaw rate

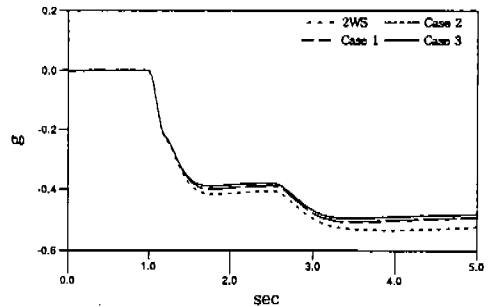


Fig.17 Comparison of the lateral acceleration

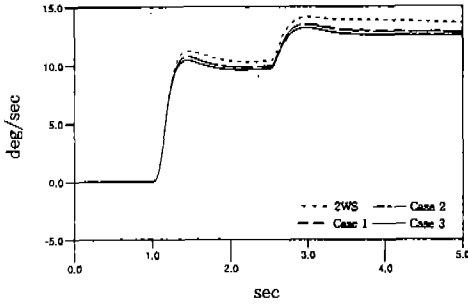


Fig.18 Comparison of the yaw rate

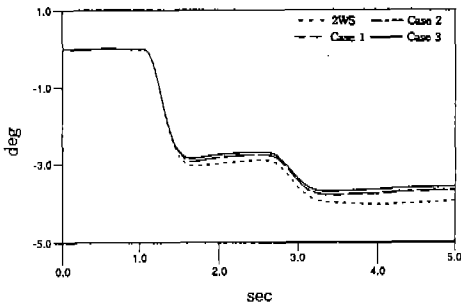


Fig.19 Comparison of the roll angle

내었다. 이는 마치 J-turn test를 하고 있는 차량이 또 다른 추가의 J-turn을 하고 있는 것과 같은 응답을 보이고 있음을 알 수 있다. 결과에서부터 알 수 있듯이 스티프 형태의 입력이 가해지면 차량의 정상원 반경은 달라지게 될 것이며 크기가 고속에서 4륜 조향 차량의 경우가 커지는 것은 당연하다 할 수 있다. Fig.18, 19에 나타낸 요각속도와 롤 각에 대한 응답도 이와 같은 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 이 결과들로부터도 본 논문에서 제안한 Case 3의 요각속도 조절 인자를 고려한 경우가 상대적으로 작을 값을 가지면 외란이 가해질 경우에 발생하는 크기의 변화 폭이 가장 작음을 알 수 있어 간접적으로 본 제어 로직의 우수함을 입증할 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 선회 중에 발생할 수 있는 임의의 외란에 대하여 효과적으로 대처해 나갈 수 있

는 제어 로직을 개발하는데 목적이 있다. 일반적인 차량은 US 특성을 가지고 있어 어느 정도의 외란에도 대처해 나가면서 안정해 질 수 있다. 이를 더욱 더 개선하기 위하여 고안된 4륜 조향 장치는 기존의 2륜 조향 차량에 비하여 더욱 더 안정해 질 수 있다. 하지만 예상치 못한 외란에 효과적으로 대처하기 위해서는 더욱 향상된 제어 로직의 개발이 필수적이다. 따라서 본 논문에서는 외란을, 임의의 어떠한 원인으로 추가의 요각속도를 가지는 경우로 정의하였으며 이 경우에 잘 견뎌 낼 수 있는 새로운 제어 로직을 제안하였다. 이를 위하여 차량에 임의의 요오잉 모멘트를 추가의 입력으로 가하여 외란의 영향을 적용하였다. 종래의 4륜 조향 제어는 차체의 측면 미끄러짐을 감소시키는데 초점이 맞추어져 있는 반면에 본 제어 로직은 요각속도를 더욱 감소시켜 차량이 고속으로 주행하다가 외란을 만날 경우에도 잘 대처해 나가도록 구성되어 있다. 이 제어 로직은 특히 차량의 설계 변수들의 적절한 고려를 통하여 원하는 목적에 맞는 요각속도 조절 인자를 선정하는 것이 가장 핵심적인 작업이라 할 수 있다. 본 논문에서는 대상으로 하고 있는 차량에 적절한 요각속도 조절 인자를 차속에 따라 구하여 그래프의 형태로 제시하였다. 또한 제어 로직의 좀더 현실적인 검증을 위하여 3차원 전체 차량 모델을 구성하였으며 모든 제어 로직의 시험을 이 모델을 근거로 수행하였다. 본 논문에서 제안한 로직은 외란이 가해지지 않는 상황에서 운전자에게 다소의 선회 능력 저하 느낌을 주게 되나, 일단 본 논문에서 정의한 외란의 형태가 가해질 경우에는 상대적으로 다른 제어 로직에 비하여 효과적임을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 1995년도 “G7 차세대 자동차 기술”과제의 일부로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사표 포함합니다.

참 고 문 헌

1. T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, Inc., 1992.
2. S. Sano, Y. Furukawa, and S. Shiraishi, "Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle", SAE 860625, 1986.
3. T. Takiguchi, N. Yasuda, S. Furutani, H. Kanazawa, and H. Inoue, "Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed Sensing Four-Wheel Steering System", SAE 860624, 1986.
4. Y. Shibahata, N. Irie, H. Itoh, and K. Nakamura, "The Development of an Experimental Four-Wheel-Steering Vehicle", SAE 860623, 1986.
5. N. Irie and J. Kuroki, "4WS Technology and the Prospects for Improvement of Vehicle Dynamics", SAE 901167, 1990.
6. H. Inoue and F. Sugasawa, "Comparison of Feedforward and Feedback Control for 4WS", Journal of Vehicle System Dynamics, 1993, pp. 425~436.
7. Woongsang Jeong, Jinhee Jang, and Changsoo Han, "Modeling & Dynamic Analysis for Four Wheel Steering Vehicles", ADAMS Users Conference, 1994. 5.
8. ADAMS Users Manual, Ver. 6.1
9. ISO Technical Report, "Road-Vehicles Test Procedure for a Severe Lane-Change Manuever", ISO/TR 3888, pp. 458~463, 1975.