

가상주행시험을 위한 차량 운전자 모델 개발

Development of Vehicle Driver Model For Virtual Driving Test

이 홍 기* 전 형 호** 탁 태 오***
Lee, Hong-ki Chun, hyung-ho Tak, Tae-Oh

Abstract

In this study, a driver model based on the lead-lag controller for stable maneuver of a highly nonlinear, multi-dimensional, numerically stiff multibody vehicle model according to the various handling test requirements such as steady-state cornering, double lane change, etc. is presented. The lead-lag controller is developed with lead and lag compensation, which use the transfer function with cross-over frequency by frequency response method. The proposed driver model is applied to a vehicle model in steady-state and slalom maneuver to verify its effectiveness and validity. The results show that the proposed path control strategy is excellent both in pursuing the desired course and stability of the vehicle.

키워드 : 운전자모델, 리드래그제어기, 다물체 차량모델, 정상원선회시험, 슬라롬시험

Keywords : *Driver Model, Lead-Lag Controller, Multibody Vehicle Model, Steady-State Cornering Test, Slalom Test*

1. 서론

차량개발에 있어서 조종안정성을 확보하기 위하여 다양한 실차주행 시험이 요구된다. 근래에는 비용과 시간이 많이 소요되는 차량의 실차모델(proto model)을 이용한 시험을 대신해서 가상설계(virtual design) 환경에서 차량의 수학적인 모델을 이용해서 조종안정성을 평가하는 가상주행시험(virtual proving ground) 기법이 활발히 적용되고 있다.

주행시험의 종류는 운전자가 차량의 운동에 따라서 핸들을 조작하여 주어진 경로를 추종해 가는

폐루프(Closed-Loop)시험과 정해진 조타 입력에 따라서 운전자가 핸들수정을 하지 않는 개루프(Open-Loop)시험으로 나눌 수 있는데 각각의 시험 조건은 국제 표준 규정(ISO)에 의해 규정되어 있다. 모든 시험에서 차량의 경로와 속도가 규정되어 있지만, 차량의 수학적 모델의 관점에서 본다면 특히 정상원 선회(Steady-State Cornering), 슬라롬(Slalom), 이중차선변경(Double Lane Change) 등의 시험에서 정해진 경로와 속도를 추종하기 위한 운전자 모델이 필요하다.

가상주행시험에서 사용되는 차량모델은 실차의 설계인자 들을 고려하기 위해서 현가, 조향 장치 등과 관련한 여러 가지 부품들을 포함하는 다물체 차량모델이 주로 쓰인다. 이러한 차량모델은 수학적 관점에서 본다면 많은 수의 자유도와 기구학적 구속조건을 포함하는 큰 차원(Dimension)의 미분-대수방정식으로 표현될 수 있는데, 이러한 방정식을 적분하는 과정에서 경우에 따라서 수치적 불안

* 강원대학교 기계메카트로닉스공학과 석사과정

** 강원대학교 기계메카트로닉스공학과 박사과정

*** 강원대학교 기계메카트로닉스공학부 교수

정도로 인해서 해가 수렴하지 못하는 경우가 발생할 수 있다. 수치적 불안정성의 원인은 강성이 큰 부싱이나 스프링 요소로 인한 고주파 진동, 부싱이나 댐퍼의 큰 감쇄특성, 조향장치 등에 포함된 유압유(Hydraulic Fluid)의 압축특성, 타이머모델에서 접촉력을 계산하는 과정에서 발생하는 힘의 불연속성 등에 기인한다. 따라서 이러한 잠재적 불안정 요소를 다수 포함하는 차량모델에서, 경로와 속도를 제어하기 위해서 조향이나 제동 입력을 가하는 일은 수치적 안정성을 저해하기 쉽다. 본 논문에서는 수치적 불안정 요소를 가진 다물체 차량모델의 경로를 안정적으로 제어하기 위한 운전자 모델을 제안하고자 한다.

Rill은 단순 차량모델을 이용해서 불규칙 도로에서의 정상 원선회 주행시뮬레이션에서 경로오차와 차속의 곱에 비례한 수치를 적분하여 조향각을 구하였다.[1] Allen등은 인간의 인지작용(Cognition)과 차량의 특성을 전달함수로 표시하여 장애물 우회 시뮬레이션에 적용하였는데, 이 방법은 지나온 경로를 이용하여 다음의 경로를 예측하는 방법이 적용되었다.[2] 운전자 모델은 4륜조향 차량의 시뮬레이션에도 적용되었으며[3-4], Naude 등은 실험적 방법으로 구한 결과의 분석에서 운전자 및 자동차의 반응시간이 중요한 입력으로 강조되었다[5], Goto 등에 의하여 선회사의 운전자 입력은 비례적분제어기(PI Controller)가 적당함을 결론지은 사례도 있다.[6] 그러나 이러한 모든 운전자 모델은 10자유도 미만의 단순 차량모델을 이용하였으며 복잡하고 수치적 불안정성을 내포한 다물체 차량 모델에는 적용되지 못하였다.

손회성과 다른 연구자 들은 다물체 차량모델에서 속도 및 경로 오차에 대하여 비례 및 비례미분 제어기(PID Controller)를 적용한 입력을 각각 바퀴와 스티어링 휠(Steering Wheel)에 가하여 차량운동을 제어하였는데, 제어기의 상수를 지글러니콜스 법칙(Ziegler-Nichols Rule)을 이용하여 시행착오적으로 구하였다.[7,8] 그러나 다물체 차량모델에서 시행착오적으로 제어기 상수를 구하기 위해서는 설계자의 경험이 중요하고 시행착오로 인한 많은 시간이 소요된다. 본 논문에서는 다물체 차량 모델의 경로를 더욱 안정적이고 효율적으로 제어 할 수 있는 운전자모델을 제시하고자 한다.

2. 운전자 모델

운전자 모델은 그림. 1과 같이 목표 속도와 경로를 추종하도록 속도 및 경로제어를 한다. 일반적으로 속도제어의 경우 목표로 하는 속도와 현재 속도와 차이에 비례하는 구동토크를 바퀴에 가함으로써 목표로 하는 속도에 쉽게 도달할 수 있으므로 본 논문에서는 경로를 제어하는 운전자 모델에 대해서 주로 다루고

자 한다.

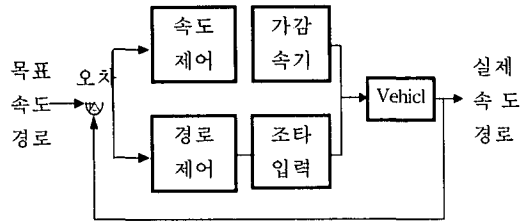


그림 1. 운전자모델의 블록 다이어그램

경로제어를 수행하기 위해서는 일단 경로에 대한 오차를 정의해야 한다. 본 논문에서는 전방오차의 개념을 사용하고자 하는데 전방오차란 운전자가 차량의 전방 일정거리(L)의 목표점을 주시하고, 이 점에 대한 장애의 차량 위치를 예측해서 목표위치와 예측위치간의 오차를 계산하는 과정이다. 그림 2와 같이 차량이 임의의 경로를 지나갈 때 차량의 전방 L에서 목표로 하는 위치와 예측 위치사이의 오차 (ϵ)를 1차 근사로 산출하면 식 (1)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon = L\psi + y - y_{OL} \quad (1)$$

L : 차량의 전방 주시 거리

ψ : 차량의 요각 (미소각이면 $L\sin(\psi) \approx L\psi$)

y : 차량의 노면고정좌표에 대한 Y축 좌표

y_{OL} : 전방 L 거리의 노면고정좌표에 대한 경로의 Y좌표

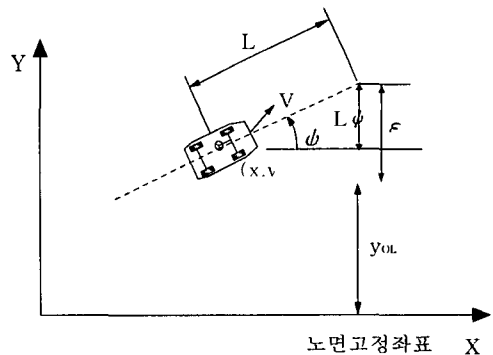


그림 2. 1차 예측에 의한 전방오차 산출

전방오차를 감소시키기 위한 가장 일반적인 방법은 전방오차에 대한 비례미분(PID)제어를 수행하는 것이다. 그러나 PID제어를 적용하는데 있

에서의 문제점은 복잡한 차량모델에 대해서 차량 거동의 안정성을 확보해 줄 수 있는 PID계수를 결정하기가 매우 어렵다는 점이다. 특히 다물체 차량 모델의 시뮬레이션에는 많은 시간이 소모되므로 경험적으로 PID 계수를 결정하는 일은 매우 비효율적이다. 본 논문에서는 차량경로 제어를 위하여 차량거동의 주파수응답에 기초한 lead-lag제어를 제안하고자 한다.

lead제어는 비례미분(PD)제어의 고주파 증폭을 완화하기 위하여 비례미분제어기의 절점보다 큰 주파수에 있는 1차극점을 분모에 추가하여 고주파에서의 증폭을 제한한다. 이러한 lead 제어기는 식 (2)와 같은 전달함수를 갖는다. lead 제어는 고주파에서의 증폭 없이도 상당한 양의 위상앞섬을 만들어 준다. 무한대의 주파수에서 무한대의 크기를 나타내는 응답을 보이는 기계적인 시스템은 없다. 따라서 미분효과가 주어질 수 있는 주파수역은 제한된다.

$$D(s) = k \frac{Ts+1}{\alpha Ts+1} \quad (2)$$

lag제어의 전달함수는 식(3)과 같으며 비례적분(PI)제어와 유사하다. 저주파수에서 크기가 증가되고 위상이 감소되어 저주파에서 큰 게인을 갖는 적분제어의 본질적인 특성을 갖는다. lag제어의 목적은 저주파역에서 추가게인을 만들어 시스템에 충분한 위상여유(Phase margin)를 주는 것이다. 위상뒤집이 바람직한 효과는 아니므로 위상여유에 관한 효과를 최소화하기 위해서 비보상된 시스템의 교차주파수보다도 매우 낮은 주파수에서 극점과 영점이 선정되어야 한다. 따라서 lag제어기는 과도 특성을 크게 변화시키지 않는 범위에서 개루프 DC 게인을 증가시켜 정상상태 특성을 향상시킨다.

$$D(s) = \alpha \frac{Ts+1}{\alpha Ts+1} \quad (3)$$

3. 차량모델

본 논문에 사용된 차량 모델은 ADAMS를 사용하여 모델링 하였다. 그림 3에 나타난 바와 같이 전륜은 더블위시본 현가장치, 후륜은 leaf spring 현가장치를 가진 차량으로서 현가장치의 각 링크들이 독립된 물체로서 모델링한 다물체 모델이다. 차량의 운동방정식의 차원은 472자유도를 가지며 차체와 콘트롤암, 스트럿 지점점 등은 부싱을 사용하여 연결되었다. 표 1에는 차량의 제원을 보여주고 있다.

타이어는 지면과 상호작용을 하도록 모델링 되어

있으며, 힘만을 계산하므로 지면과 어떠한 구속도 만들어 내지 않는다. 타이어모델은 UA 타이어를 사용하였다. 현가장치는 스프링 상수와 댐핑상수를 이용하여 병진 스프링 댐퍼 액츄에이터의 힘을 전달하는데, 표 2에서 댐핑상수는 실제와 유사한 시뮬레이션을 수행하기 위하여 비선형 커브 데이터를 스플라인으로 입력하였다.

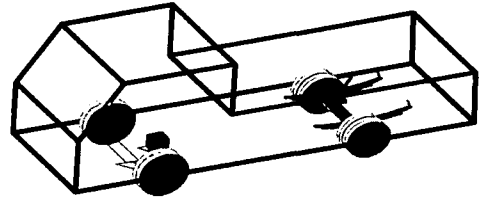


그림. 3 전차량 모델 개념도

표 1 차량 제원

차체질량	1200 kg	
차체관성모멘트(x,y,z)	400,2000,2000 kg*m ²	
부싱(x,y,z)	강성	40,40,2 N/m
	댐핑계수	0.4,0,4,0,0,2 N*s/m
스프링상수	180 N/m	

표 2 댐핑상수

m/s	N
-1.2	-2.83
-0.6	-1.81
-0.1	-0.16
0	0
0.1	0.84
0.6	2.76
1.2	5.26

4. 제어기 설계

주파수 응답을 이용해 제어기를 설계하는 이유는 플랜트 모델의 불확실성에도 불구하고 좋은 설계를 할 수 있기 때문이다. 예를 들면, 잘 알지 못하거나 변하는 고주파 공진을 갖는 시스템에 대해서도 불확실성의 효과를 줄이기 위해 피드백 보상을 조절할 수 있다. 주파수 응답을 사용하는 또 다른 장점은 설계목적에 위하여 실험정보를 쉽게 이용할 수 있다는 것이다. 정현파 입력을 가한 플랜트 출력의 크기와 위상의 측정만으로 적절한 피드백 제어기를 설계할 수 있다. 시스템 모델을 얻기 위하여 극점이나 영점을 찾거나 시스템 행렬을 구하는데 필요한 데이터의 중간과정이 요구되지 않는다.

이러한 주파수 응답특성을 이용하여 조향계의 전달함수를 구하고 경로제어를 위한 설계요구조건에 따르는 lead제어기와 lag제어기를 설계하고자 한다. 조향계의 주파수 응답선도를 구하기 위해서 주파수 0.1Hz에서 10Hz 까지의 정현파의 힘을 가하여 차량운동의 크기와 위상을 측정한다. 그림 4는 10Hz의 조향력을 가하였을 때의 차량운동의 변위를 나타내고 있다. 그림 5와 그림 6은 전륜-더블 위시본형과 후륜-leaf spring 형식의 차량모델에서 얻은 크기, 위상선도이다. 그림 5에서 조향시스템의 교차 주파수는 3.5 rad/sec이며, 그림 6에서 위상은 -180deg 이다. 따라서 조향계의 전달함수는 $\frac{12.25}{s^2}$ 이다.

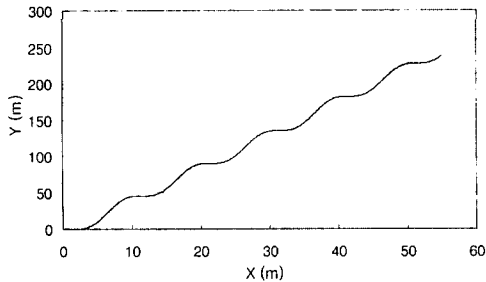


그림 4. 주기 0.1초 입력의 차량변위

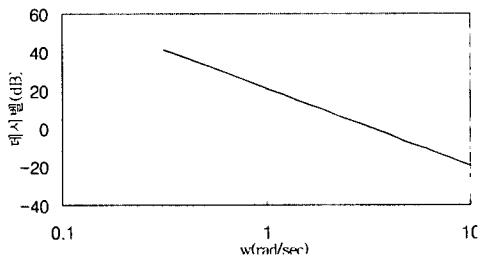


그림 5. 조향계 전달함수의 크기

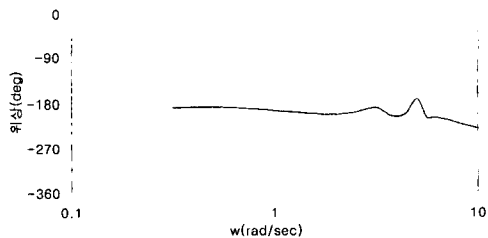


그림 6. 조향계 전달함수의 위상

Lead제어기 설계에서는 다음과 같은 세 가지의 중요한 설계 파라미터들이 있다.

- (1) 대역폭 w_{BW} 상승시간 t_r 과 정착시간 t_s 를 결정하는 교차주파수.
- (2) 감쇠비 ζ 와 오버슈트 M_p 를 결정하는 위상 여유(Phase Margin)
- (3) 정상상태오차 특성을 결정하는 저주파게인

Lead제어기는 교차주파수를 사양에 맞도록 선정하여 위상여유를 증가시키고 교차주파수를 증가 시킴으로서 대역폭을 증가시킨다.

Lag제어기는 보다 좋은 오차 특성을 위하여 저주파게인을 증가시켜서 시스템에 충분한 위상여유(phase margin)을 주어서 과도응답은 같은 상태를 유지하는 반면에 정상상태응답은 개선된다.

실제 파라미터를 설정할 때 제어기는 해석적으로 설계요구조건을 만족할 수 있으나 조향계의 조향력은 어느 범위를 넘어서면 과도한 힘에 의해 실제차량에서 구현될수 없는 조향각을 가지게 된다. 차량의 설계 파라미터를 구할 때 설계 요구조건과 함께 차량의 조향력의 한계를 고려하여 제어기를 설계한다.

4.1 정상원선회 경로제어

페루프 시험의 대표적인 시험인 정상원선회 시험은 규정에서 50m 반지름의 원을 선회한다. 차량이 시속 80km/h일 때 상승시간(t_r)을 0.5초로 하고, 정착시간(t_s)을 2.3초, 오버슈트(M_p)는 0.1로 설계요구조건을 설정한다. 주파수 응답 요구조건으로 변환하면 식 (4)~(6)과 같이 교차주파수와 댄핑계수, 위상여유(phase margin)를 이용하여 요구조건을 설정한다.

$$w_n \cong \frac{1.8}{t_r} \quad (4)$$

$$\zeta = \frac{4.6}{w_n t_s} \quad (5)$$

$$PM(\text{phase margin}) = \frac{\zeta}{100} \quad (6)$$

조향계 모델은 교차주파수가 3.5 rad/sec 이고 위상은 -180도이다. 설계요구조건은 교차 주파수는 3.6 rad/sec, phase margin은 55도 이상 되도록 해야 한다. 그림 7은 lead 제어기의 블록선도를 나타낸다.

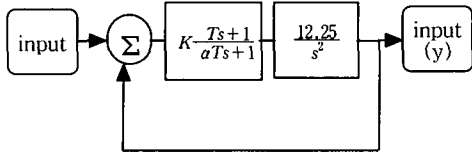


그림 7. lead 제어기의 시스템 블록선도

이 전달함수의 위상이 최대가 되는 주파수는 식 (7)과 같다. 높이고자 하는 위상보상이 ϕ_{max} 이면 α 는 식 (8)과 같다. 비례계수 K는 식 (9)에 위 값들을 대입하여 설정한다.

$$w_{max} = \frac{1}{TV\alpha} \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{1 - \sin \phi_{max}}{1 + \sin \phi_{max}} \quad (8)$$

$$\left| K \frac{Ts+1}{aTs+1} \frac{12.25}{s^2} \right| = 1 \quad (9)$$

차량의 주파수 응답특성과 교차주파수를 알고 조향계의 전달함수를 유도하여 그래프를 나타낼수 있다. 그림 8은 측정된 스티어링의 개루프 주파수 응답 특성 그래프를 나타낸 것이다. 그림 9은 설계 요구조건에 따라 α 는 0.1, T는 0.88, K는 0.95으로 설계한 lead 제어기를 이용한 개루프 주파수 응답 선도이다. 3.6 rad/sec에서 phase margin이 55도 이상임을 알 수 있다.

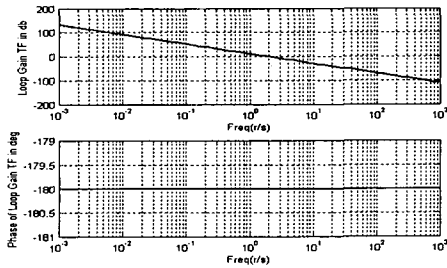


그림 8. 개루프 주파수 응답특성

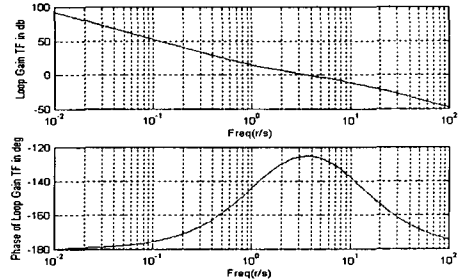


그림 9. lead 제어기 주파수 응답특성

설계한 lead 제어기를 조향력으로 입력하기 위해서 다음과 같이 라플라스 역변환하여 사용한다. lead 제어기를 하나의 시스템으로 보았을 때 식 (10)과 같이 입력(F(s))은 에러값이 되고 출력(E(s))은 조향입력값이 된다. 식(11)의 조향력 F(t)은 그림. 10과 같이 블록선도로 나타내었다.

$$\frac{F(s)}{E(s)} = k \frac{Ts+1}{aTs+1} \quad (10)$$

$$F(t) = \int \left\{ -\frac{1}{aT} F(t) + \frac{k}{a} \frac{dE(t)}{dt} + \frac{k}{aT} E(t) \right\} dt \quad (11)$$

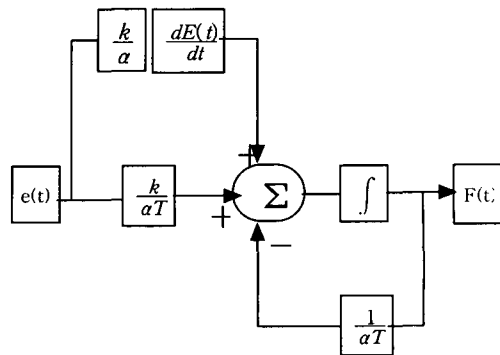


그림 10. lead 제어기 블록선도

lead제어기만을 사용하였을 때의 정상상태오차를 줄이기 위하여 lag제어기를 사용한다. 조향입력에 대한 lead 제어기의 정상상태에러는 식 (13)과

같다. 설계요구조건이 정상상태 에러가 0.05B보다 작아야 하므로 lag제어기를 이용하여 오차를 줄여야 한다.

$$E(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{B}{s^3} \frac{1}{1 + D(s)G(s)} \quad (12)$$

$$E = \frac{B}{0.3172 * 12.25} = 0.2573 * B \quad (13)$$

lead-lag 제어기를 이용한 정상상태에러를 구하면 식 (15)와 같다.

$$E(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{B}{s^3} \frac{1}{1 + D(s)K(s)G(s)} \quad (14)$$

$$E = \frac{B}{\alpha * 0.3172 * 12.25} < 0.05B \quad (15)$$

정상상태에러가 0.05B보다 작으려면 α 는 5.146보다 커야한다. lag 제어기에서 T는 lead 제어기에 영향을 미치지 않도록 lead 제어기의 zero frequency 의 10배 이상 위치해야 한다.

$$T_{lag} = 15 * T_{\leq ad} \quad (16)$$

그림 11은 설계요구조건에 따라 α 는 10, T는 13.5으로 설계한 lead-lag 제어기를 이용한 개루프 주파수 응답선도이다.

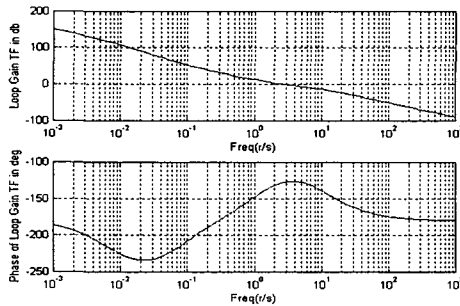


그림 11. lead-lag 제어기 주파수 응답특성

설계한 lag 제어기를 스티어링 조향력에 입력하기 위해서 다음과 같이 라플라스 역변환하여 사용한다. lag 제어기에서는 힘과 에러의 2차 미분값이 필요하다. 조향력 F(t)는 그림. 12와 같이 블록선도 로 나타내었다.

$$\frac{F(s)}{E(s)} = k \frac{T_1 s + 1}{\alpha_1 T_1 s + 1} \alpha_2 \frac{T_2 s + 1}{\alpha_2 T_2 s + 1} \quad (17)$$

$$F(t) = \int \int \left\{ -\frac{\alpha_1 T_1 + \alpha_2 T_2}{\alpha_1 \alpha_2 T_1 T_2} \frac{d^2 E(t)}{dt^2} \right. \quad (18)$$

$$\left. - \frac{1}{\alpha_1 \alpha_2 T_1 T_2} F(t) + \frac{k}{\alpha_1} \frac{d^2 E(t)}{dt^2} + \frac{k(T_1 + T_2)}{\alpha_1 T_1 T_2} \frac{dE(t)}{dt} + \frac{k}{\alpha_1 T_1 T_2} E(t) \right\} dt$$

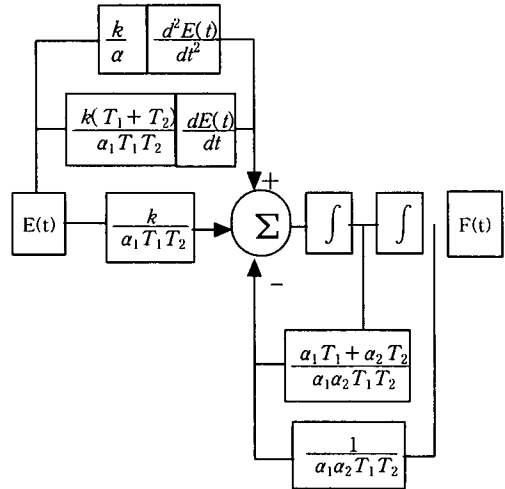


그림 12. lead-lag 제어기 블록선도

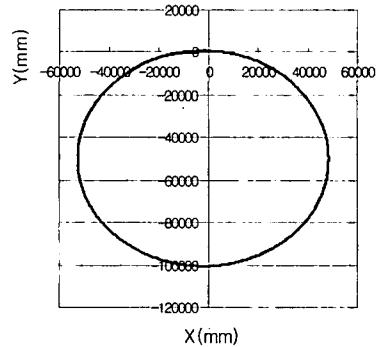


그림 13. 정상원 선회시 차량 궤적

그림. 13은 정상원 선회시의 차량의 궤적을 보여준다. 그림 14에서 lead제어기를 사용하였을 때 에러값은 8초후 정상상태가 되어 650mm의 정상상태 오차가 나타나고, lead-lag제어기를 사용하였을 경우 정상상태 오차가 감소하여 거의 없음을 알 수 있다. 그림 15에서 조향력은 lead제어기나 lead-lag제어기가 거의 비슷함을 알 수 있다.

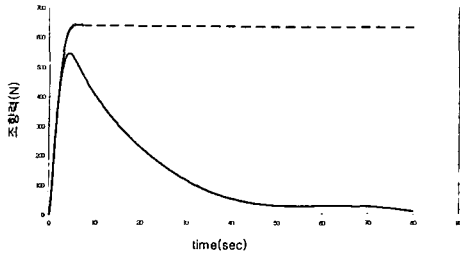


그림 14 . 정상원 선회시 lead(---)와 lead-lag(—) 에러비교

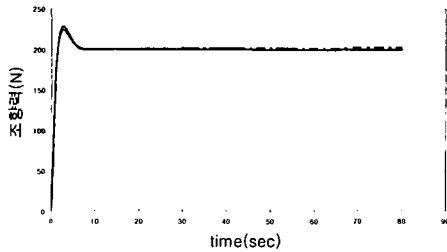


그림 15 . 정상원 선회시 lead(---)와 lead-lag(—) 조향력비교

스티어링 시스템의 플랜트 전달함수가 $\frac{12.25}{s^2}$

이고 설계요구조건은 교차 주파수는 9rad/sec, phase margin은 51도 이상 되도록 설계한다. lead 제어기의 설계변수는 α 는 0.1, T는 0.35, K=2.048 이다. 그림 17은 lead 제어기를 이용한 오픈루프 선도를 나타낸다. 9rad/sec에서 phase margin이 51도 이상임을 알수 있다. 그림 18은 lead 제어기를 사용하여 슬라럼 시험을 실행한 경로를 나타낸 것이다.

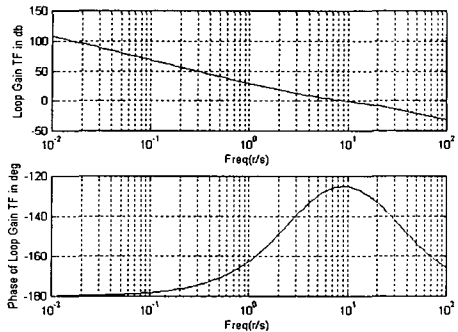


그림 17. lead 제어기 주파수 응답특성

4.2 슬라럼 경로제어

슬라럼 시험은 정상원선회 시험과 마찬가지로 경로 규제에 의한 페루프 테스트이며 ISO 규정에서 승용차의 경우 65Km/h의 속도로 30m의 파일론을 라인상에 등간격으로 설정하고 통과하도록 규정한다. 이 경우 기준좌표는 식 (19)와 같이 sin 함수로 나타내고 한 주기를 주행하는, 두 개의 파일론을 통과하는 시간은 3.5초이다. 상승시간 (t_r)을 0.1초로 하고, 정착시간 (t_s)을 1초, 오버슈트 (M_p)는 0.1로 설계요구조건을 설정한다. 주파수 응답 요구조건으로 변환하면 교차주파수는 9rad/sec이고 댐핑계수는 51.1도 이므로 phase margin은 51도 이상이 되어야 한다.

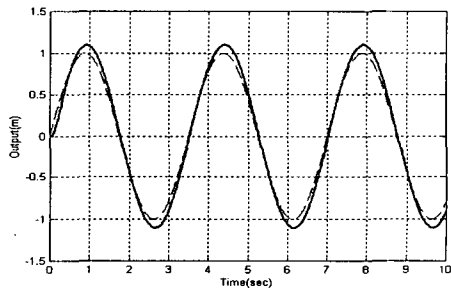


그림 18. lead 제어기의 슬라럼경로

$$Y = \sin(2\pi x) \quad (19)$$

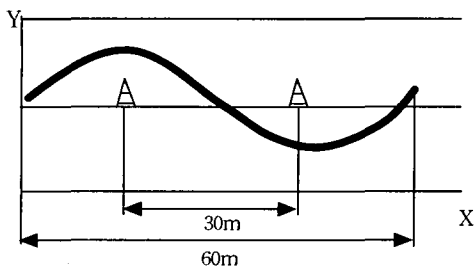


그림 16. 슬라럼 시험 주행코스 (ISO)

그림 19는 슬라럼 시험시 차량의 궤적을 보여준다. 슬라럼 시험은 일정한 경로목표를 유지하는 정상원 시험과 달리 지속적으로 경로목표가 변하고 에러값의 부호가 반복되어 변하므로 정상상태 오차를 줄이기 위하여 lead-lag제어기를 사용하기 보다는 lead 제어기의 설계요구조건을 변경하여 설계한다. 그림 20은 lead 제어기만을 이용하여 60mm의 에러가 나타남을 알수 있다.

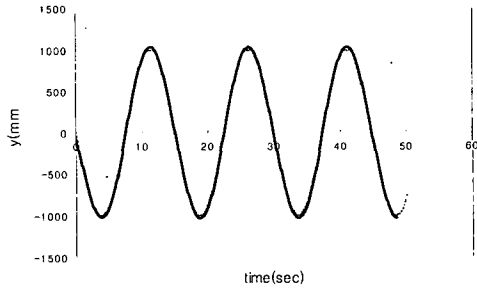


그림 19. 슬라럼 시험시 차량 궤적

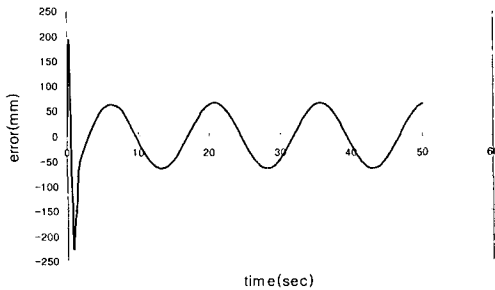


그림 20. 슬라럼 시험시 에러

5. 결론

조종안정성능 평가를 위한 가상주행시뮬레이션을 수행하기 위해서는 경로와 속도제어가 가능한 운전자 모델이 필요하며, 국제 규정에 따라 주행시뮬레이션을 수행하여야 한다. 경로제어를 위해 전차량 모델을 이용하여 lead제어와 lead-lag제어를 수행하였다. lead제어는 비례미제어와 같이 빠른 수렴과 안정성이 보장되지만 정상상태 오차가 나타남을 알 수 있고, lead-lag제어는 비례미적분제어와 같이 정상상태 에러를 줄일 수 있다. 이러한 lead제어기와 lead-lag제어기는 비례미적분제어기에 비하여 제어계수를 결정하는데 명확히 결정하고 시간의 소요를 절감할 수 있다. 주요결과 및 결론을 요약하면 다음과 같다.

1) 차량 속도의 주파수응답특성을 파악하여 조향시스템의 전달함수를 구하였다..

2) 운전자 모델의 경로제어 방법 중 전방오차 예측모델과 주파수 응답특성을 이용하여 lead제어기와 lead-lag제어기를 설계하여 제어모델의 안정성을 입증하였다.

3) 운전자 모델과 조향모델을 전차량모델에 적용하여 조종안정성능 평가를 위한 가상주행 시뮬레이션을 수행하였다.

참고 문헌

- [1] George Rill, "Steady State Cornering on Uneven Roadways", SAE Paper No.860575, 1986
- [2] R. Wade Allen 외 2인, "Analysis and Computer Simulation of Driver and Vehicle Interaction", SAE Paper No.871086, 1987
- [3] 이영화, 김석일 외 3인, "운전자-자동차 모델을 이용한 4륜 조향 자동차의 주행특성 해석", 한국자동차공학회 논문집 제3권 제3호, pp.119~128, 1995.
- [4] X.Xia and E.H.Law, "Nonlinear Analysis of Closed Loop Driver/Automobile Performance with Four Wheel Steering Control", SAE paper No.920055, 1992
- [5] Alwyn F. Naude and Jasper L Steyn, "Objective Evaluation of the Simulated Handling Characteristic of a Vehicle in a Double Lane Change Manoeuvre", SAE paper No.930826, 1993
- [6] Norihiro Goto and Hiroyuki Matsumoto, "Manual Control of Vehicles with Time Varying Dynamics", SAE paper No.912078, 1991
- [7] 탁태오, 최재민, 조종안정성 평가를 위한 경로제어모델, 한국자동차공학회 논문집2001년 1월 제9권 제1호
- [8] 손희성 "운전자 모델을 이용한 조종안정성능평가 시뮬레이션", 한국자동차공학회 논문집 제 5권 제 5호, pp1~8,1997.
- [9] 이형복, 최천 "전산 차량 동역학을 통한 승용차의 조종안정성 평가 및 성능 개선에 대한 연구", 한국자동차공학회 1993년도 차체, 차량 동역학 부문 학술 강연초록집
- [10] "자동차기술핸드북", 한국자동차공학회 1996.
- [11] ADAMS/Solver User's Guide, Mechanical Dynamics, Inc., 1994