

DADS를 이용한 초기 설계 단계에서의 경기용 차량의 핸들링 특성 해석 Analysis of Race Car Handling Characteristics Using DADS in Initial Design Step

장운근*
Woon-Geun Jang*

<Abstract>

In this study, 3 dimensional non-linear race car vehicle model including Chassis, steering and suspension systems were modeled by using Multi-Body Dynamics Simulation Program, DADS 9.5(Dynamic Analysis and Design System), which was used in kinematic and dynamic analysis. A full race car vehicle dynamics model using DADS program was presented and analysis was carried out to estimate the handling characteristics that may be very useful to design a race car in early design stage. The simulation of vehicle handling behavior for step steering input was simulated and compared with different design parameters: torsional stiffness of the front and rear anti roll bars, the motion ratio of the front and rear suspension system, the location of the tie rod joint, in multibody dynamic model. Therefore this simulation model before race car construction in early design step will be helpful for race car designer to save time and limited budget.

Keywords : Race car, Handling characteristics, Dynamic performance, Multi-body dynamics, DADS

1. 서론

모터스포츠 분야는 현재 새로운 스포츠로 각광을 받고 있으며 차량의 소유가 보편화됨에 따라 차량에 대한 일반인들의 인식변화는 교통수단으로서의 자동차가 아닌 새로운 레저 스포츠의 하나로써 자동차 경기에 대한 관심을 불러일으키고 있으며, 그 상업적 가치가 점점 증대되어가고 있는 시점에 있다.

전 세계적으로 자동차 경기는 그 규모면에서 어느 스포츠 분야보다 크게 전개 되고 있으며,

또한 기술적인 면에서 나 상업적인 면에서 상당한 수준을 요구 하리라 만큼 치열한 기술 경쟁을 하고 있다. 일반적으로 레이스카들은 레이스 경기의 주관 처에 따라 차량의 제원과 성능에 관한 규정을 가지고 있다. 바로 포뮬러(Formula)란 뜻은 이러한 규정에 의거해서 제작 되어 경기 되어지는 일반적인 레이스카를 통칭한다고 할 수가 있다.

엄격하게 주어진 규정 범위 안에서 차량을 설계, 제작 하여야 하므로 숙련된 기술자의 경험과 합리적인 설계가 이루어져야 한다. 하지만

* 교신저자, 정회원, LG전자 PDP TV연구소, 선임연구원
Email : baja2000@hanmail.net

* Corresponding Author, Senior Research Engineer, PDP TV Research Lab., LG Electronics

일반 차량과는 그 목적과 성격이 다른 이러한 차량에 대한 연구는 몇몇 경기용 자동차 회사들이 관심을 가지기도 했으나, 아직도 국내에서는 그 상업적인 가치가 활발한 투자를 이끌어 내지 못하는 관계로 연구가 활발히 진행되고 있지 않아 설계에 많은 어려움이 따르고 있어 거의 대부분의 설계는 외국기술에 의존하거나 숙련된 기술자의 경험에 의존하고 있다.

따라서 본 논문에서는 설계 초기 단계에서 설계 데이터를 이용하여 경기용 차량의 주행 거동을 미리 예측하고 주행 특성에 영향을 미치는 변수들을 미리 파악하여 실차 실험에서 소요 되는 막대한 경비를 절감하고 개발 기간을 단축할 수 있는 시뮬레이션 기법을 통하여 경기용 차량에 부합되는 다물체 동역학 모델링을 제시하고 차량의 주행 성능을 예측하여 그 성능에 미치는 인자들을 분석하여 설계의 기초 자료로 활용하고자 한다.

2. 자동차 주행 성능 연구

2.1 일반 차량의 연구 동향

차량의 동적 거동에 관한 연구는 차량을 설계 제작 하는데 필수적인 과정이다. 특히 차량의 주행 안정성은 그 차량의 성격을 반영 하리라 만큼 중요하지만 차량을 제작 하기 전에는 많은 실차 실험을 거쳐야 하고 막대한 비용과 시간이 소모됨에 따라 그 동안 많은 자동차 연구자들은 설계 단계에서 차량의 거동을 해석하기 위한 많은 동역학적 모델을 제시 하여 왔다.^{1,2)}

1930년대에 Maurice Olley에 의해서 차량의 핸들링(Handling)에 대한 기본적인 모델은^{1,2)} 그 후 차량 핸들링 거동을 모델링 하기 위한 많은 이론들이 제시 되어 전개 해 오면서 1950년대 말 Milliken에 의해서 타이어 의 동적 거동과 차량 모델링이 현실적 접근에 한발 다가섰고³⁾, Segal 은 항공기의 동역학적 안정성 이론을 차량에 적용하여 차량의 조종 안정성 판단의 기본적 이론을 시스템적으로 접근하여 정립하였으며, 차량의 조종 안정성과 관련된 연구로는 Dunderf 등은 정상상태 선회주행 시의 언더스티어 특성을 자전거 모델을 이용하여 해석하였고 언더스티어의 양을 설계 파라미터의 선형적인 함으로 정량화 하였다.⁴⁾

1980년대에 들어서면서 컴퓨터 기술의 발전과 더불어 보다 높은 자유도의 차량 모델링을 시도하였으며 범용 다물체 동역학 해석(Multibody Dynamics) 전용 코드가 개발됨에 따라 더욱 복잡한 차량의 동역학적 방정식을 풀 수 있는 이러한 범용 다물체 동역학 해석(Multibody Dynamics)코드를 이용하여 차량동역학 해석을 수행하였다.

2.2 경기용 차량의 연구 동향

이와 같은 일반 차량에 대한 연구들은 1950년대를 거치면서 경기용 차량의 모델링에 밀접하게 적용되어 일반 차량개발 전 검증의 도구로 많이 활용 되었으며 큰 자본이 투하되어 연구와 개발이 계속되는 가운데 Carroll Smith, Von Valkenburg 등은 이러한 차량의 이론들을 적극적으로 수용하여 실차 경주에 활용하였다.^{5,6)}

그리고 1980,90년대를 거치면서 경기용 차량에 대해서는 그 상업적 가치로 인하여 연구가 진행되기 시작 하여 Kasprzak 1994; Hopkins and Metz 1994; Mark jenings 1996.^{8,9)} 등은 컴퓨터 시뮬레이션 기법을 이용하여 차량의 주행 성능과 최소 랩 타임을 위한 경기용 차량의 동적 거동 해석 등에 관하여 연구 하였다.

Thomas C. Crahan 은 Indy car ,IMSA GTS car, Formula Ford car 에 대해서 각 사시의 기구, 동역학 해석을 통하여 차량의 주행 특성을 파악하고 설계안을 제시하였다.¹¹⁾

그리고 미국의 Newman/Hass, 영국의 Lotus, Lora, 이태리의 Dallara사와 같은 전문 레이스카 제작 업체에서도 곳에 따라 상황이 변하는 레이스 트랙의 특성을 반영하고 더욱 더 정밀한 동적 거동이 요구되는 경기용 차량의 설계에 있어서 이러한 동역학해석 프로그램을 실제 레이스 해석에 적용하여 효율적 설계에 활용하고 있으나 국내에서는 아직 레이스 산업계의 응용이 미비한 실정이다.

3. 차량의 동역학 해석

3.1 레이스 카의 조종안정성

차량의 운동성능을 예측하는 방법으로는 크게 실차 주행 시험 방법, 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하는 방법이 있다. 실험적인 방법들은 신뢰

도는 높으나, 개발 단계에서 부터 시제품을 만들어 장기간에 걸쳐 실차 시험을 해야 하므로 많은 비용과 시간이 요구되는 단점이 있다.

반면 시뮬레이션을 이용하는 방법은 잘 조정된 차량 모델을 사용할 경우 설계단계부터 차량의 운동 성능을 예측할 수가 있고 차종 개발 시간을 단축하고 차량의 신뢰성을 확보 하는 것이 가능하다. 이러한 일반 차량에서의 시뮬레이션 기법들은 레이싱카 분야에도 적극적으로 수용이 되어 세계적인 레이싱카 전문 업체들도 이러한 시뮬레이션 방법을 통하여 새로운 레이싱카 시종이 오기 전에 신속히 차량을 설계,제작하기위해 사용하고 있다.

일반적으로 차량의 조종안정성이란 각종 도로 조건 및 운전 상황에서 운전자가 조향을 통하여 원하는 대로 조종되는 성능과 차체의 거동에 따라 차량 내의 운전자와 승객이 느끼는 편안함으로 대표된다. 그러나 레이싱카 에서의 조종안정성의 정의는 운전자의 안락한 승차감과는 거리가 멀다. 즉 레이싱카 에서의 조종안정성은 얼마나 차량이 운전자의 의지대로 레이싱 트랙에서 움직이느냐 와 또한 얼마나 빠른 시간 안에 랩타임(Lap Time)을 줄일 수가 있느냐에 달려 있다.⁶⁾ 특히 선회시의 조종 안정성능은 레이싱카의 가장 중요한 성능이라 할 수가 있을 만큼 중요하다.

따라서 본 연구에서는 레이싱카의 기본적인 선회특성과 각각의 설계변수,세팅에 따라 다르게 반응하는 차량의 응답 특성을 파악하여 차량 설계 기초 자료로 활용하고자 한다.

3.2 전체 차량의 동역학 모델링 구성

시뮬레이션 기법에서 경기용 차량의 운동 특성을 평가하고자 하는 경우에 차량의 해석 모델링은 가장 중요한 작업 중의 하나이다. 차량의 동특성과 성능을 평가하기 위한 기존의 연구들은 해석의 편의성, 효율성을 위하여 단순 차량 모델을 이용하였으나 이러한 모델들은 부정확한 해를 도출 할 수가 있고 또한 각종의 파라미터들을 별도로 해석 하거나 실험을 통하여 얻어내어야 하는 번거로움이 존재한다.

그러나 범용 다물체 해석 프로그램을 이용한 차량의 조종안정성 해석 모델에서는 한 분야의 성능을 개선하기 위하여 다른 분야의 성능과 변경한 구조나 물성치가 다른 성능 분야에 미

치는 영향이나 상충되는 특성이 있는 시스템을 부분적인 관점만이 아니라 그 성능을 전체적인 시스템적인 관점에서 접근이 가능하고 설계의 변수를 실제 상황에 맞게 조정이 가능하다.¹¹⁾

따라서 본 연구에서는 부분적이 기구학 해석 이외에도 전차량 (Full Vehicle) 동역학 모델을 제시하고 각 설계 인자가 차량운동 특성에 미치는 영향을 파악하고자 한다.

3.3 DADS Full Vehicle Modeling

본 논문에서 차량은 현재 국내 포물러 레이싱에서 경기를 하고 있는 국산 F1800 포물러카의 기초 설계 자료를 이용 하여 우선 이 차량의 기초 데이터를 기준으로 3차원 솔리드 모델링을 구축하고 각 부품의 질량, 무게중심, 관성값과 타이어 데이터는 포물러 용 슬릭 타이어의 카펫프롬에서 추출 하였고 속업소비의 강성등은 레이싱 카 기본 세팅 값 중에서 선택하여 각각의 동역학적 물성치를 파악하고 얻은 자료를 기초로 DAD9.5 을 이용하여 동역학 모델을 재구성하였다.⁷⁾

3.4 전륜 현가 계의 해석 모델 구성

전륜의 현가 장치는 더블 위시본 형식으로 되어 있고 타이어, 업라이트 (upright), Lower Arm, Upper Arm, 스티어링 랙 피니언,푸시로드 (Pushrod), 벨크랭크(bell crank), 롤스태빌라이저 (Roll stabilizer)로 구성 되어 있으며 각각의 바디는 조인트들로 연결되어 기구학적 구속을 이루고 있다.

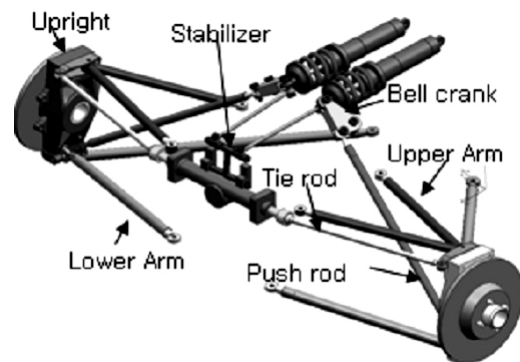


Fig. 1. Front suspension design modeling of F 1800 race car.

Lower Arm, Upper Arm 은 전방과 후방에 구면 조인트 (Spherical joint)를 통해서 모델링

되어 차량의 설계 변수들을 직접 변경 시켜 해석 가능하고 또한 실제 차량의 연결과 동일하게 모델링 되었다. 특히 레이스카는 일반 차량과 달리 안락성을 배제 하므로 각각의 차체 연결 조인트들은 구면 조인트로 구성 연결 되어 있어 부싱의 대한 영향은 고려하지 않은 Rigid Ideal Joint로 구성 되었다. 전류의 타이어를 지지하고 있는 업라이트(upright) 는 타이어와 upper arm, lower arm 과 연결하기 위하여 상하 구면조인트 (spherical Joint)로 모델링 되었고, 조향을 위하여 Tie Rod를 구면 조인트 (Spherical joint)와 병진 조인트 (Translation Joint) 로 연결하였고 차량의 조향을 위한 조향계는 구동조건을 프로그램 상의 Curve Element를 이용해 원하는 조향 조건을 부과 하였다. 노면으로부터 오는 가진은 푸쉬로드(Push Rod)를 통하여 bell crank 로 전달되어 속업소바 와 스프링으로 전달된다.

이를 위하여 Lower Arm 과 Push Rod를 연결하기 위하여 구면조인트(Spherical joint)로 모델링하고 속업소바와 스프링은 병진 스프링 액추에이트 요소(TSDA : Translational Spring Damper Actuator) 를 부착하였고 Push Rod)와 연결 되어있는 Bell crank 는 차량의 롤을 제어하는 롤스테빌라이저 (Roll Stabilizer)와 구면-구면 조인트(spherical-spherical Joint)로 연결되어 차량의 롤 시의 좌우 차륜의 높이 차에 따른 회전이 가능하게 회전 조인트로 차체와 연결 되어있고 등가의 회전 스프링 힘요소(RSDA)로 모델링 되었다.

특히 이러한 포물리카의 롤스테빌라이저는 일반 차량처럼 좌우 차륜에 지지 되어 있지 않고 벨크랭크(Bell Crank)와 연결 되어 있는 T자형 구조로 벨크랭크로드(Bell Crank Rod)의 부착위치에 따라 그 회전롤 강성 값이 변하게 된다. 즉 이렇게 모델링 함으로써 롤 스테빌라이저는 좌우 타이어의 travel 에 따른 차이를 보상 할 수 있도록 설계 되어져 있고 롤스테빌라이저의 강성은 스테빌라이저 연결 조인트의 위치에 따라 torsion bar 의 비틀림 강성의 차이가 나게 하였다.

이러한 방법으로 현가계를 모델링 하면 실제 레이스 차량의 기구학적 운동과 동일하게 운동하게 되고 설계자가 원하는 설계 변수의 조정에 대해 한 눈에 파악 할 수가 있다.

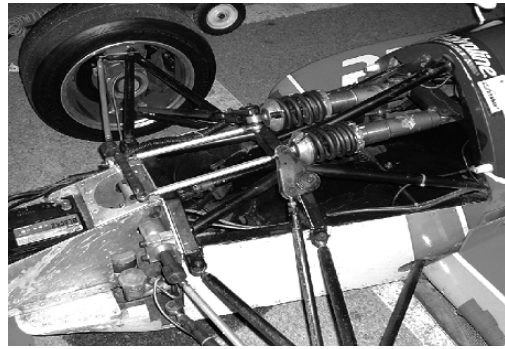


Fig. 2. Front suspension of F 1800 race car.

3.5 후륜 현가계의 해석 모델 구성

포물리카의 샤시는 전체적으로 스페이스 프레임의 형상을 하고 있고 차량의 횡강성을 높이기 위해서 각각의 부재들과 플레이트들로 용접되어 있다. 그리고 차량의 엔진은 운전자의 후방에 위치되어 있고 트랜스밋션과 연결 되어 있다. 차체는 프레임과 엔진 미션의 일체 구조로 강성이 일반 차량에 비하여 매우 높기 때문에 일체의 강체로 구현하였다.

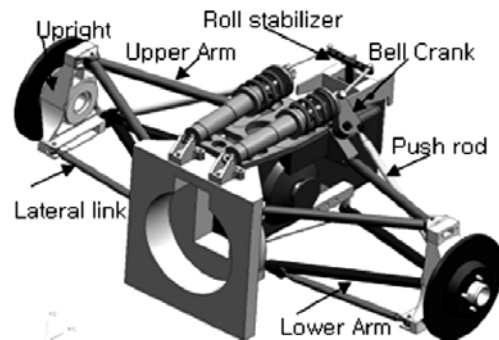


Fig. 3. Rear suspension design modeling of F 1800 race car.



Fig. 4. Rear suspension of F 1800 race car.

후륜의 현가 장치는 엔진과 직접 연결 되어 있는 트랜스밋션에 연결된 변형 더블 위시본 형

식으로서 각각의 조인트들은 레이스 서킷의 조건과 운전자의 운전 습성에 맞게 세팅 되기 위해서 길이의 조절이 가능하다.

DADS 에서는 구면 조인트들로 미션과 각각의 컨트롤 암을 연결 하였고 전륜과 마찬가지로 노면의 가진은 푸쉬로드(Push Rod)와 벨크랭크(Bell Crank)를 거쳐 병진 스프링 힘요소(TSDA)로 모델링된 속업소바와 스프링으로 전달 되고 차량 선회시 벨크랭크로드(Bell Crank Rod)는 롤스태빌라이저와 연결되어 좌우 차륜의 상대적 변위에 대응하는 롤모멘트를 발생시켜 차량의 롤강성을 가지게 모델링 되었다. 전후륜 모두다 공기 저항을 줄이고 스프링 하중량을 줄이기 위하여 포물러카의 전형적인 인보드(Inboard Type) 현가 시스템을 사용하는데 벨크랭크(Bell Crank)가 바로 가진력을 스프링 속업소바에 전달 하면서 또한 레버비를 변화시켜 휠레이트 Motion ratio 를 조정 하여 Wheel Rate 조정 하게 되어 있다.

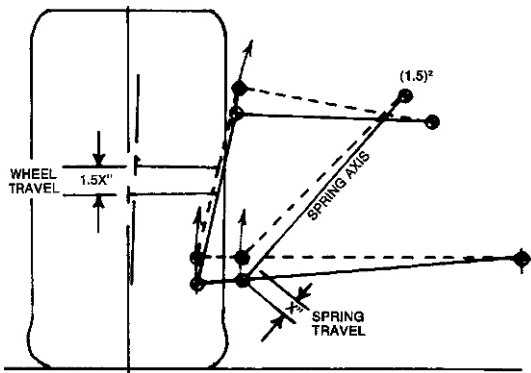


Fig. 5. Motion Ratio.

Motion ratio 는 다음 과 같은 식으로 나타낼 수가 있다.

$$\text{Motion ratio} = \text{Spring travel} / \text{Wheel travel} \quad (1)$$

$$\text{Wheel rate} = K_{\text{spring}} * (\text{Motion ratio})^2 \quad (2)$$

단위 휠의 변위에 대한 스프링 변위의 비로서 정의된다. 어떤 주어진 시점에서의 변위 값을 기준으로 하여 그 시중의 값의 변위를 취할 경우는 이 값은 전체 변위에 대한 평균값으로 상수값을 나타내나 실제로 기구학적인 장착조

건에 의하여 이 값은 휠의 변위가 변함에 따라서 그 값이 일정한 값을 나타내지 않는다.

따라서 정확한 휠레이트의 변화를 나타내기 위해서는 휠의 변위에 따른 Motion Ratio의 값을 고려하여야 한다.^{6,12)} 전후륜의 타이어의 회전은 회전 조인트(Revolute joint)를 부착하여 업라이트(Upright)와 타이어를 연결하여 구현하였다. 차량의 주행 거동을 위한 타이어와 속업소바, 전후륜 스프링 데이터는 실측을 통한 데이터를 바탕으로 하여 시뮬레이션에 사용 되었다.

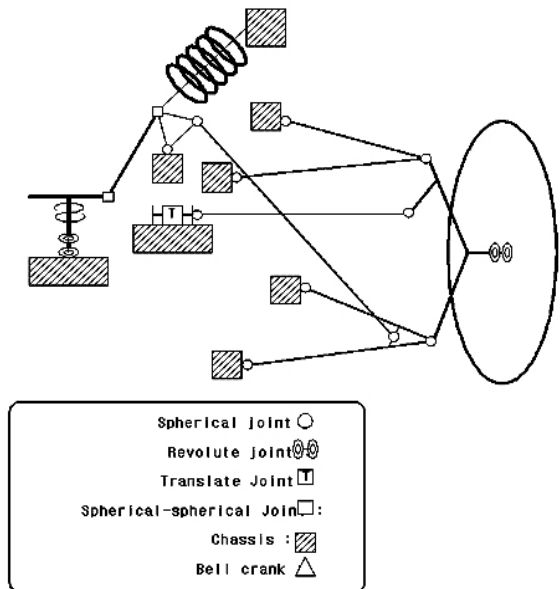


Fig. 6. Front Suspension DADS Modeling.

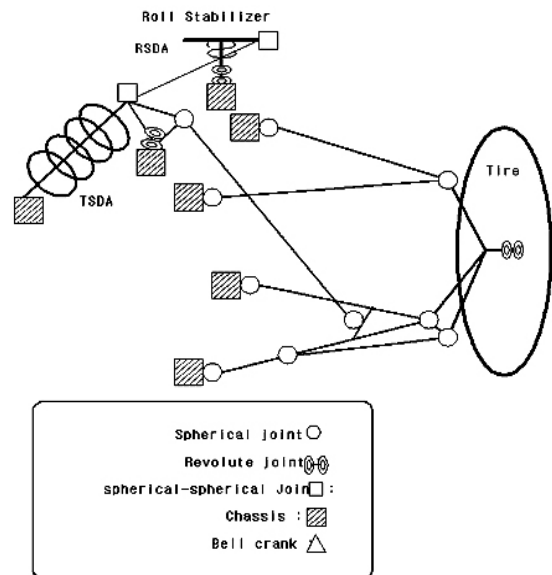


Fig. 7. Rear Suspension DADS Modeling.

Table 1. Modeling D.O.F.

Items		Number	D.O.F
Bodies		34	204
Constraints	Revolute Joints	12	-60
	Spherical Joints	40	-120
	Translate Joints	1	-5
	Spherical Joints Dirver	4	-4
	Dirver	1	-1
D.O.F of Model		14	

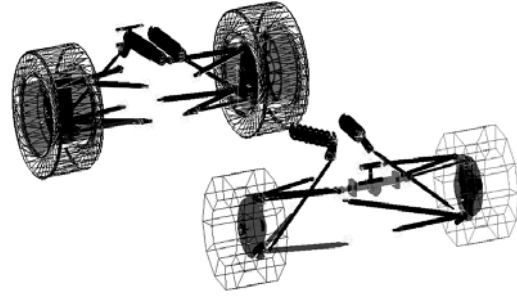
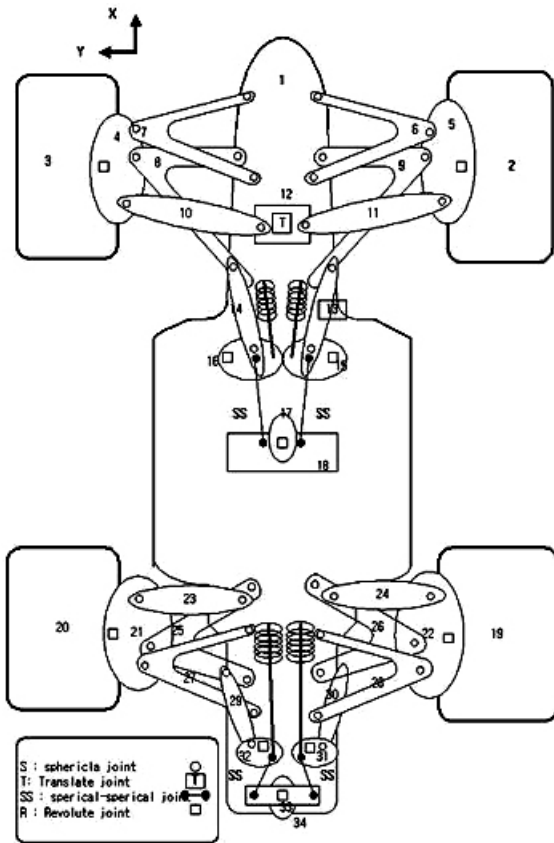


Fig. 9. DADS full vehicle model.



- | | |
|----------------------------|----------------------------|
| 1. Chassis | 2. Front Tire |
| 3. Front Tire | 4. Front Upright |
| 5. Front Upright | 6. Front Upper Control Arm |
| 7. Front Upper Control Arm | 8. Front Lower Control Arm |
| 9. Front Lower Control Arm | 10. Tie rod |
| 11. Tie rod | 12. Rack pinion |
| 13. Front Push rod | 14. Front Push rod |
| 15. Front Bellcrank | 16. Front Bellcrank |
| 17. Front Lower Stabilizer | 18. Front Upper Stabilizer |
| 19. Rear Tire | 20. Rear Tire |
| 21. Rear Upright | 22. Rear Upright |
| 23. Rear Lateral bar | 24. Rear Lateral bar |
| 25. Rear Lower Arm | 26. Rear Lower Arm |
| 27. Rear Upper Arm | 28. Rear Upper Arm |
| 29. Rear Push rod | 30. Rear Push rod |
| 31. Rear Bellcrank | 32. Rear Bellcrank |
| 33. Rear Lower Stabilizer | 34. Rear Lower Stabilizer |

Fig. 8. DADS full modeling topology.

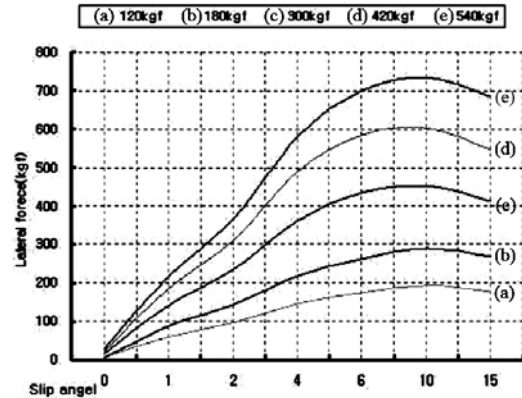


Fig. 10. Tire Carpet plot.

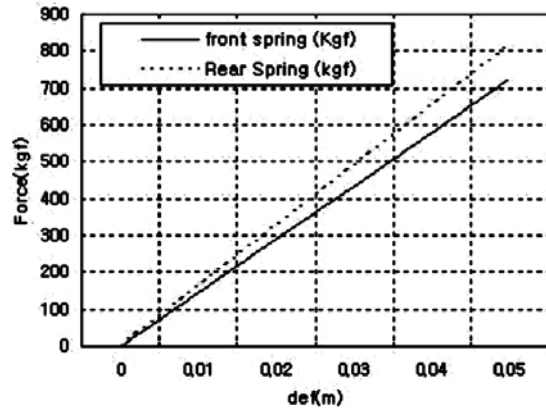


Fig. 11. Suspension spring.

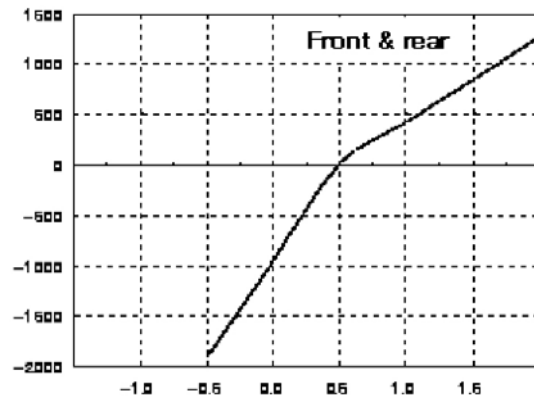


Fig. 12. Shock Data.

4. 차량의 조종안정성 해석 평가

4.1 스텝 조향 응답 특성 해석

J-turn 주행 시뮬레이션은 과도 주행 상태에서의 차량응답 특성을 규명하기 위한 한가지 주행시험 및 시뮬레이션 기법 중, 시간 영역에서의 응답속도 및 증폭을 측정함으로써 차량의 최적 과도 응답 즉 최소의 진폭을 갖고 가장 신속하게 정상상태 운동으로 도달 하는가를 판별할 수가 있다. 이해석은 과도 조향 특성이 많은 경기용 차량에 있어서 중요한 정보를 제공해 준다.⁶⁾

스텝조향 반응성은 차량이 코너링을 시작하고 또한 그 코너에서 빠져나가는 상태와 상응하는 가장 기본적인 차량의 과도 상태 응답 특성이다. 특히 경기용 차량은 그 경기 트랙의 상태에 따라 이 과도 상태가 매 순간 발생하므로 스텝 조향 반응성은 중요한 특성 파악의 수단이 된다.³⁾

일반적으로 차량이 코너에 진입 또는 앞 차량의 추월 또는 최소의 랩타임(lap time)의 레이스 라인을 주행 할 시에 자주 겪게 되는 상황이라고 할 수가 있다.

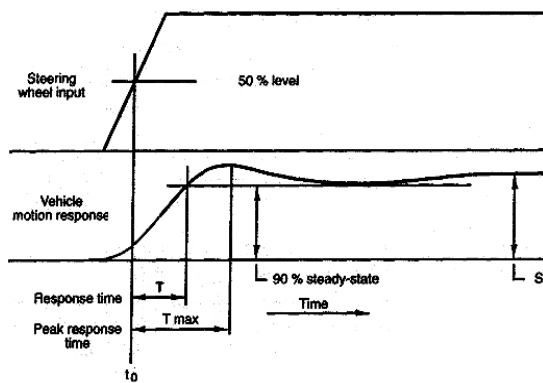


Fig. 13. Step Steer (J-turn).

Fig. 13은 J turn 시뮬레이션은 일정한 차속으로 직진 주행 중에 스텝모양의 핸들조작을 입력 하고 그 후의 차량거동의 과도 상태와 정상상태를 보는 것이다. 차량의 주행속도는 80km/h를 유지하도록 하여 정상상태에 도달 될 때 일정 횡가속도가 되도록 조향을 한다.

차량이 초기 정적 안정화 된 후 초기 세팅 상태에서 일반 선회 보다 과도한 선회가 되는 동일한 조향을 주고 각각의 시뮬레이션을 수

행하였다.

본 연구에서는 조종안정성 특성의 파악을 위하여 전후방 스테빌라이저의 강도, 전 후방 Motion ratio 크기, 타이로드 조인트의 위치 변화에 따른 조향특성을 파악 하고자 한다.

이 시뮬레이션 에서는 정상상태 요레이트 증폭률(Yaw Rate Gain), 오버슈터울(Percent-age Over Shoot), 횡가속도 응답시간 (lateral Acceleration 90% rise time)등 롤각 특성 (Roll Angle) 4가지의 차량 동역학적 특성치를 해석을 통하여 각 세팅 상태 하에서의 차량의 핸들링 특성을 비교 하였다.

각각의 응답지연 시간은 핸들의 조향이 50% 진행된 시점을 기준으로 측정한다. 다음 그림과 같은 스텝 모양의 조향을 랙 피니언의 랙의 변위를 조향각에 상응하는 만큼 Translational joint 에 Curve element 를 이용하여 가하고 다음의 각각의 차량 세팅에 따른 설계 변수들을 변화 시키면서 그 반응 특성을 해석 비교 하였다.

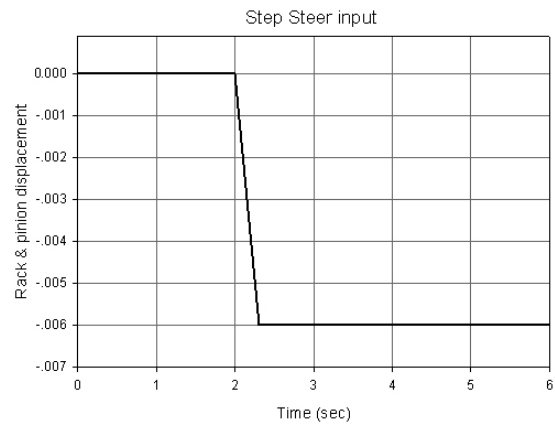


Fig. 14. J turn step steer.

전방과 후방의 롤스테빌라이저(Front & Rear Roll stabilizer)의 강성을 롤스테빌라이저를 부착 하지 않은 경우와 초기 K, 2K세기에 따른 차량의 핸들링 응답 특성을 나타내는 Roll Response 와 Lateral Acceleration Response, Yaw Rate Response 에 대하여 해석 결과를 Fig.15~Fig.20에 나타내었다. 또한 Front & Rear Motion Ratio 의 변화에 따른 응답 특성을 아래의 Fig.20~Fig.24에 각각 나타내었다.

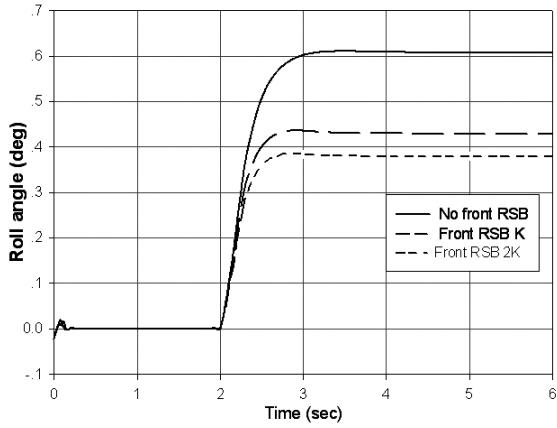


Fig. 15. Roll angle Response to Front Roll Stabilizer stiffness.

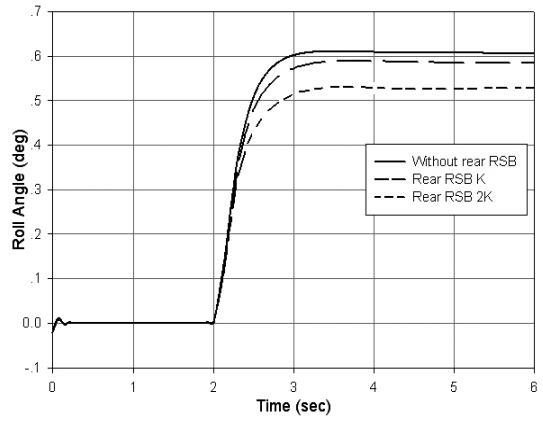


Fig. 18. Roll Angle Response to Rear Roll Stabilizer Stiffness.

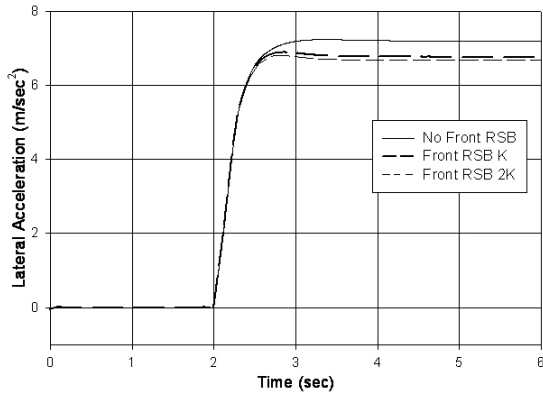


Fig. 16. Lateral Acceleration Response to Front Roll Stabilizer Stiffness.

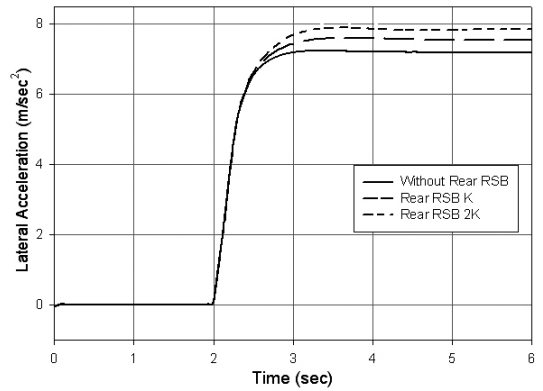


Fig. 19. Lateral Acceleration Response to Rear Roll Stabilizer Stiffness.

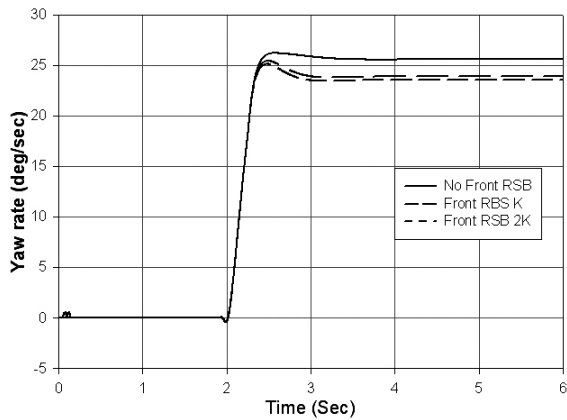


Fig. 17. Yaw Rate Response to Front Roll Stabilizer Stiffness.

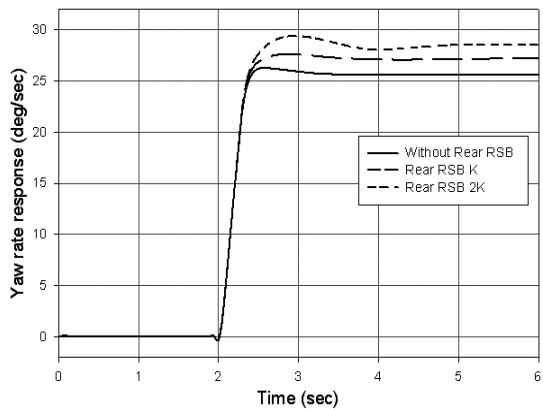


Fig. 20. Yaw Rate Response to Rear Roll Stabilizer Stiffness.

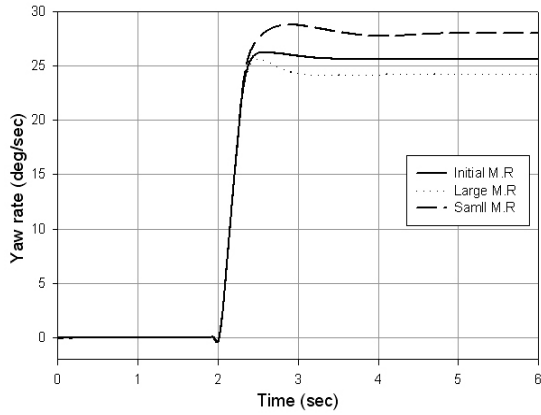


Fig. 21. Yaw Rate Response to Front Motion Ratio Scale.

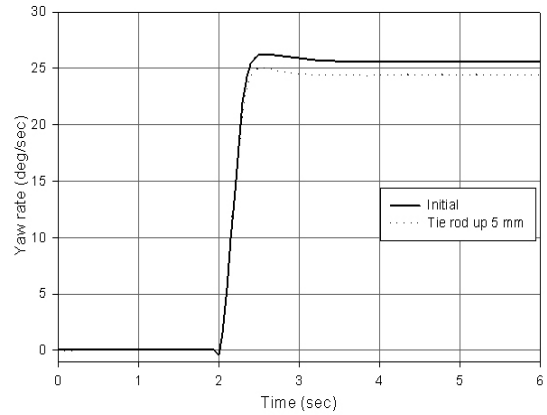


Fig. 24. Yaw rate Response to Tie rod location.

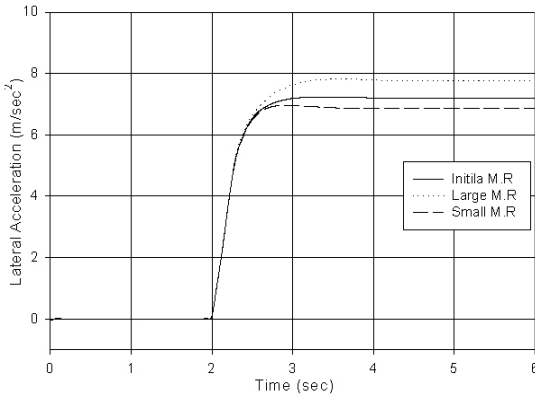


Fig. 22. Lateral Acceleration Response to Rear Motion Ratio.

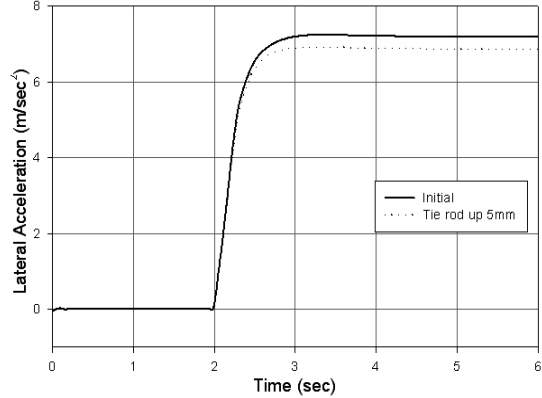


Fig. 25. Lateral Acceleration Response to Tie rod location.

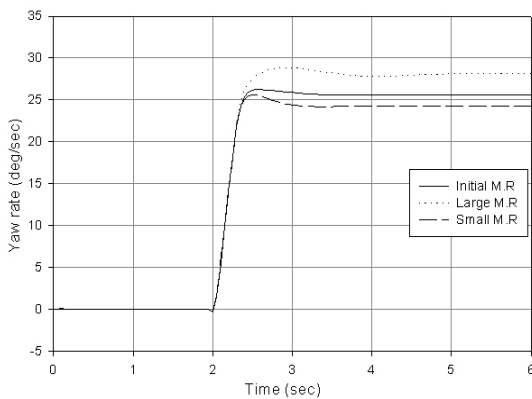


Fig. 23. Yaw Rate Response to Rear Motion Ratio.

차량에 Roll steer 나 Bumper steer 와 같은 secondary Steering 현상을 야기 하여 Steering 의 기구적 특성을 변화 시키는 타이로드 조인트 위치변화에 따른 응답 특성을 Fig.24와 Fig.25에 각각 나타내었다.

4.2 차량의 스텝 조향 응답 평가 특성평가

Fig.26~Fig.28에서는 차량 응답 특성에 대한 설계변수들의 변화에 따른 요레이트 증폭율 (Yaw Rate Gain), 횡가속도 응답 시간(Lateral Acceleration 90% Rise Time)을 시간 영역에 대한 응답으로부터 구하여 나타내었다. 응답 지연시간은 최종적인 조향의 50% 가 진행된 시

점을 기준으로 정의된다. 최종 조향 응답의 90%에 도달하는 시점까지의 응답시간을 산출한다.

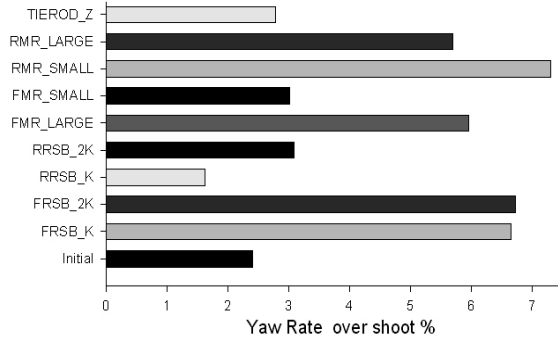


Fig. 26. Yaw Rate Over Shoot Percentage to Each Cases.

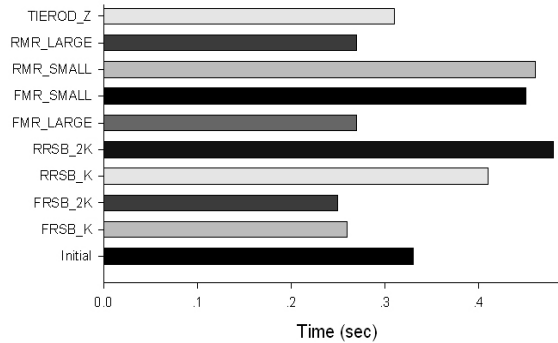


Fig. 27. Lateral Acceleration Rise Time to Each Cases.

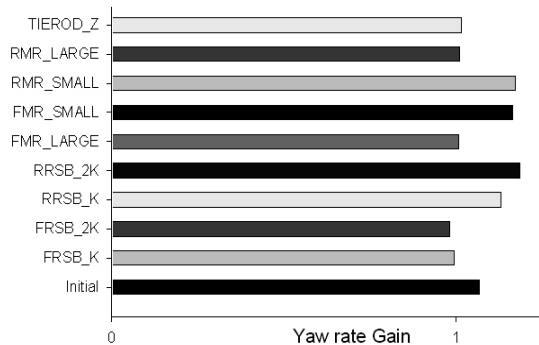


Fig. 28. Yaw rate gain.

5. 해석 결과

5.1 Roll Stabilizer 의 세기에 따른 응답

차량에 롤스테빌라이저(Roll Stabilizer)를 장착할 시 차량의 주행 거동의 차이를 나타내었다. 먼저 정상상태 평가 차로 요레이트 증폭을 값은 운전자가 운전 중에 조향 핸들 조향각에 대한 차량의 응답의 크기를 나타낸다. 전방에 롤스테빌라이저를 장착 할 경우 스테빌라이저의 강성이 증가할수록 요우레이트 증폭율(Yaw rate Gain)이 줄어들었고 횡가속도 응답 시간이 빠르게 나타났다. 특히 전방에 롤스테빌라이저 강성이 높을 때 횡가속도 응답 시간은 가장 빠른 응답을 보였고 오버슈트율이 증가 함을 알 수가 있다.

요우레이트 증폭율은 운전자가 선회 시 핸들 조작을 위해 필요한 일의 양으로 볼 수가 있고 이는 운전자가 더 많은 핸들 조작을 필요로 한다고 볼 수가 있다. 따라서 전방에 스테빌라이저 강성이 높을수록 언더스티어 경향으로 기울어짐을 뜻한다. 이는 곧 스테빌라이저가 차량의 롤링을 억제 하면서 횡 하중 이동 시간을 빠르게 하여 전방으로의 횡 하중 이동 배분을 증대 시켜 언더스티어의 방향성을 띄게 한다.

따라서 전륜의 롤 강성이 높은 쪽에서의 하중 이동률이 크기 때문에 전륜의 롤강성이 높은 차량이 언더스티어의 경향으로 특성이 이동하게 된다. 그러나 응답 속도는 빠르다고 할지라도 너무 큰 요레이트 오버슈트율은 특히 차량이 코너 진입 시에 최소 랩 타임을 위한 주행 코스의 진입을 어렵게 하여 불리하게 작용 될 수가 있다. 즉 일반차량과는 달리 레이 스카는 민감한 조향 반응을 하므로 최소한 오버슈트율을 줄여서 코너 진입 시 최소의 랩타임을 위한 라인진입의 수렴성을 향상 시킬 수가 있어야 한다.

후방에 롤스테빌라이저의 강성이 증가하면 전륜과 반대의 현상을 야기해서 오버스티어 경향이 커지거나 언더스티어 경향이 약해진다. 따라서 코스 진입 시 요레이트 오버슈트가 작아서 유리하고 요우레이트 증폭률이 높아 운전자의 조향을 많이 필요치 않으나 작은 조작에도 큰 응답을 보이므로 차량 운전자 시스템에 악 영향으로 작용 할 수가 있으며, 코너 진출 시 속도

증가에 따른 오버스티어의 경향은 운전자로 하여금 조향 안정감을 잃게 할 수가 있으며 코스를 이탈케 할 수가 있다.

따라서 레이스 카의 조향 응답 특성은 유틸 스티어 (neutral steer) 경향을 가지게 하여 운전자가 상황에 따라 적절 하게 조정이 가능 하도록 설계 되어야 할 것으로 사료 된다.

5.2 Motion Ratio의 크기에 따른 응답 특성

전륜의 Motion Ratio가 증가 할수록 휠레이트(Wheel rate)가 증대되어 차량의 언더스티어 경향으로 진행하게 되고 후륜의 모션레이시오의 증가는 차량의 횡가속도 반응 시간을 단축 시키지만 요레이트 오버슈트율 또한 증가 시킨다. 그러나 Motion Ratio를 선정 할 시에는 Ride rate를 고려하여야 한다. 즉 과도한 변화는 타이어의 횡력의 변화를 과도하게 변화 시킬 수가 있어 운전자에게 선형적인 변화의 감지가 어렵게 되고 가 감속, 및 작은 범퍼를 지날 때 과도한 충격을 야기하여 타이어의 지면 접지성과 피칭 콘트롤을 저해 조종안정성을 방해 할 수가 있다. 따라서 장착 후 세팅이 어려운 Motion Ratio에 의한 주행성의 개선 보다는 Ride Rate에 영향을 주지 않고 선회 시 롤강성 에만 영향을 주는 롤스테빌라이저를 이용한 개선이 합리적이라 할 수가 있으며 또한 설계 시 충분한 조종의 여유를 두어 설계가 되어져야 할 것으로 보인다.

5.3 타이로드 위치의 변화 에 따른 응답 특성

타이로드의 Z 방향 위치 변화에 대한 요우레이트의 증폭률은 감소하나 그에 따르는 횡가속도 응답 시간과 요우레이트 오버슈트율의 변화는 다른 성분의 희생 없이 조종안정성을 제어 할 수가 있어 운전자에게는 좋은 감각을 전달하리라 보인다.

이러한 변화는 타이로드 조인트의 위치에 따르는 롤스티어의 영향으로 볼 수가 있고 그 위치의 Z 방향 위치 변화에 따라 언더스티어 경향의 증감이 가능함을 뜻한다. 따라서 차량의 설계시 롤에 따르는 충분한 롤스티어조종의 여유를 가지게 설계 되어져야 할 것으로 사료된다.

6. 결 론

다물체 동역학 프로그램을 이용하여 설계 초기 단계에서의 설계 데이터를 활용하여 레이스카 설계 시 레이스 차량이 가지는 조정 안정성의 특성을 설계 인자에 따른 변화 방향성 해석을 다물체 동역학 해석 모델을 통하여 파악 할 수가 있었다.

차량을 설계 시 주요 인자로 파악 되는 3가지 스태빌라이저 강성, 서스펜션의 고유 기구적 특징인 motion ratio, Toe 변화를 통해 secondary steer 를 야기 시키는 tie rod hard pint 위치의 변화에 따른 차량의 조종 안정성을 설계 단계에서 파악 할 수 있었고 레이스카의 특징인 다양한 운전 조건과 트랙의 상황에 맞게 차량의 조정 안정성 특성을 변화 시킬 수가 있는 뉴트럴 조향(Neutral steer) 에 가깝게 설계함이 가장 합리적이라고 사료되며 해석 모델링을 통하여 실차의 제작에 따르는 경비와 설계 시간을 절감도 가능 하리라 사료 된다.

참 고 문 헌

- 1) 윤중락, 강주석, 이장무, 탁태호, “자동차의 선회 예측을 위한 해석 모델의 비교”, 한국자동차공학회 춘계학술 대회, **2**, 275, (1995)
- 2) 윤중락, 강주석, 이장무, 탁태호, “차량의 정상상태 선회주행의 해석적 연구”, 한국자동차공학회 추계학술 대회, **1**, 495, (1996)
- 3) Thomas Gillespie, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, SAE, (1992)
- 4) William F. Milliken, “Race Car Vehicle Dynamics”, SAE, (1995)
- 5) Carroll Smith, “Tune to Win”, Hpbooks, (1978)
- 6) Van Valkenburgh, “Race Car Engineering and mechanics”, Hpbooks, (1992)
- 7) DADS User Manual, CADSI, **9**, 5, (1997)
- 8) Mar J. Jennigns, “Dynamic Simulation of Race car performance”, SAE952539, **1**, 117, (1996)
- 9) Joseph .C La Jodie, “Race car performance optimization”, SAE942492 **1**, 205, (1994)
- 10) Vehicle Dynamics-Theory into practice,

ImechE, **210**, 83, (1996)
11) Thomas C. Crahan, Modeling Steady
-State Suspension kinematics and Vehicle
Dynamics of Road Racing Cars, SAE942506,
1, 35, (1994)

12) Allan Staniforth : Race and Rally car
Source book, Haynes, (1999)

(2008년 2월 13일 접수, 2008년 5월 23일 채택)