

〈논 문〉 SAE NO. 96370125

## 현가장치 設計時 走行性能 因子들에 대한 考察

### A Study for the Parameters of Handling Performance in the Design of Suspension System

이 형 복\*, 조 규 중\*\*  
H. B. Yi, K. Z. Cho

#### ABSTRACT

As a new suspension is being designed, the designer should consider that the vehicle has a good ride and handling performance. It is not easy for a young designer to decide the design parameters. In this study, the design process of a suspension system is described. The method of optimized design to achieve the target of vehicle performance from the initial layout to detailed design stage is also described. As a result, the effects of design parameters in the vehicle dynamic performance are mentioned by the synthesized program

주요기술용어 : Engine room(엔진룸), Ride rate(승차비), Linear restoring force(선형 복원력), Roll stiffness(롤강성), Imaginary link incline angle(가상 링크 경사각)

#### 1. 서 론

차량의 초기 디자인시 엔진에 의한 디자인 변수는 매우 크다. 승용차의 엔진룸(engine room) 설계시 현가장치는 엔진배치에 의해 많은 제약을 받는다. 예를 들면 엔진을 縱으로 배치할 경우 차량의 길이 또는 실내 공간에 제약을 받게 되고, 橫으로 배치 시에는 차폭에 제한을 받게 된다. 기존의 디자인 방식은 이러한 엔진과 차량 제원

의 제약에 맞춰 적절한 현가계의 형식을 설정하고, 이에 맞춰 최대의 성능을 갖는 현가 시스템을 구성하는 것이 디자인 개요이다. 이러한 현가장치를 설계하는데 있어 설계자는 차량의 기본 성능을 설정하고 그 성능 목표를 달성하기 위해 성능 검토후 설계 인자 들을 변화 시키는 작업을 반복해야 한다. 그러나 원하는 성능을 달성하기 위하여 어느 설계 인자를 변경하여 할지의 의문이 제기된다. 또한 기존의 차량들은 대부분 일정한 기구학적 성능을 갖게 되는데 현가계를 처음 설계하는 엔지니어는 일반적 차량이 어느 정도의 성능을 가져야 하는가의 의문으로 초기 단계부터

\* 정회원, 순천공업전문대 자동차과

\*\* 정회원, 전남대학교 기계공학과

일의 어려움에 봉착하게 된다. 본 연구에서는 차량의 설계인자가 기본 성능에 미치는 영향도를 평가 하였으며, 독립 현가장치 중 중·소형차에 많이 쓰이는 맥퍼슨 스트러트 방식의 현가계를 선정하여 각각의 기구학적 성능들이 갖는 공통된 설계 인자들과 성능을 검토하여, 초기 설계단계에서 설계자들이 현가계 성능의 최적화 설계를 수행함에 있어 많은 도움이 되었으면 한다.

## 2. 현가장치 설계 및 성능평가

승용차의 현가장치 설계는 다음의 수순에 의해 진행된다. 먼저 엔진룸의 설계이다. 이에 따라 현가계의 형식과 대략적인 외곽설계(out line design)가 완성되면 성능목표를 설정하고 이에 맞는 진동수와 하드포인트를 가설정하여 기본성능과 기구학적 특성검토에 착수한다. 또한 이와 병행하여 타이어의 3차원 케직검토(wheel envelope)를 하여 타이어 트레이드(tread) 및 펜더(fender)의 휠 컷라인(wheel cut line)를 검토한다. 이는 범규 항목이므로 반드시 실행 되어야 한다. 이와 같이 디자인된 현가계 하드포인트에 대한 기구학적 성능 검토가 끝나면 세부설계<sup>12)</sup>에 착수한다.

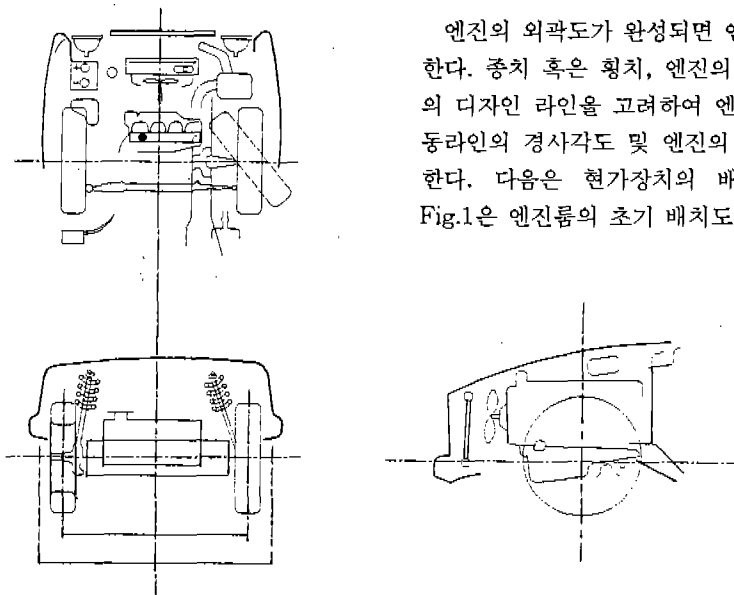


Fig.1 엔진룸의 초기 배치도

## 2.1 차량의 엔진 외곽 설계

신차종의 개발시 가장 기본이 되는 것은 엔진 배기량 설정이다. 이미 개발되어 있는 엔진을 사용시는 엔진 외곽도면을 구할 수 있으나, 그렇지 않은 경우는 우선 타사 또는 자사의 유사한 엔진을 설정하여 시작하여도 무방하다. 과거의 설계는 신차종 개발시 엔진이 어느 정도 개발되어야만 가능하다고 생각하였으나, 앞으로의 설계는 동시 개발이 가능하다고 여겨진다. 즉, 차량을 엔진에 맞추는 것이 과거의 설계방식이라면, 앞으로는 차량에 맞는 엔진이 개발되어야 한다. 좀더 강조하면 설계자는 차량의 필요한 성능을 만족하기 위해서 기존 엔진의 어느 부분도 과감히 개조할 수 있는 마인드를 가져야만 한다. 그 예로 TOYOTA의 ESTIMA를 들 수 있다. 기존 엔진의 설치 각도는 많아야 5도에서 10도를 넘지 못하였다. 그러나 이 차량은 중으로 엔진을 배치할 경우, 엔진의 높이에 의한 차실 내부의 돌출이 불가피한 상황에서, 엔진의 각도를 50°까지 기울여 장착 함으로써 실내의 공간을 최대화 시키는 멋진 디자인을 실현하였다.

## 2.2 엔진룸 설계

(Engine room lay out design)

엔진의 외곽도가 완성되면 엔진의 배치를 결정한다. 종치 혹은 횡치, 엔진의 지상고 및 본넷의 디자인 라인을 고려하여 엔진센터의 좌표, 구동라인의 경사각도 및 엔진의 탑재 위치를 결정한다. 다음은 현가장치의 배치도를 완성한다. Fig.1은 엔진룸의 초기 배치도이다.

초기 배치도가 완성되면 엔진의 세부 탑재 검토를 실시한다. 대부분의 승용차는 엔진의 하부에 커다란 크로스 멤버를 모노코크 프레임에 취부하여 아래 방향으로 엔진 및 변속기를 탑재한다. 따라서 크로스 멤버가 구조물로서 조향장치 배치에 큰 영향을 미치게 된다. 마지막으로 엔진룸 내의 보기류 등을 배치한다. 예를 들면 공기 흡입계의 배치(에어크리너, 에어덕트, 공명기 등), 배기계의 배치(배기관, 소음기 외), 냉각계(방열기, 에어컨 콘덴서, 호스류 등)의 배치, 연료라인, 배터리, 동력조향계 등의 배치를 완성한다. Fig.2는 엔진룸의 최종 배치도이다.

2.3 현가계의 기본성능 검토

차량의 운동학적 기초성능 평가는 3차원 좌표상에 있는 강체의 6자유도 거동을 검토하는 것이며, 이를 최상의 성능을 갖도록 하는 것이 설계 관점이다. 본 연구에서는 경주용 또는 스포츠카와는 다른 일반적 승용차를 기준으로 한 정상상태 조건에서의 운동을 검토하였다. Table 1은 외력에 대한 차량 운동과 설계인자 중 영향도가 큰 항목을 도시하였다.

2.3.1 승차(ride) 성능 분석

운전자 및 탑승자의 승차감을 주파수로 나타내는 것으로 Fig.3과 같이 차량의 여러 인자가 조합되어 최종적으로 승차비(ride rate)로 표현된다.

승차감에 적용되는 진동함수는 다음과 같다.

$$M\ddot{x} = f(k) + f(d) + f(t) \tag{1}$$

여기서  $M$ 는 질량,  $f(k)$ 는 선형 복원력(linear restoring force),  $f(d)$ 는 감쇠력(viscous damping force),  $f(t)$ 는 외력(exciting force)이다.

자유진동함수를 고려하여 질량과 진동수 및 강성의 상호관계를 유도하면

$$f = 2\pi\sqrt{\frac{K_l}{M}} \tag{2}$$

여기서  $f$ 는 주파수 이고  $K$ 는 스프링 강성이다.

후륜은 전륜의 승차 주파수(ride frequency)보다 10%에서 40% 크게하여 Flat ride"를 갖도록 한다. 또한 피칭 운동은 수직 운동(ride motion)에 종속적인 함수 관계이므로 Flat ride를 달성 하기 위한 수단으로만 조정하고 피칭의 평가는 제외한다.

2.3.2 롤(roll) 성능 분석

차량이 비교적 짧은 시간에 선회할때, 또는 타이어가 편측으로 돌기물을 통과할때 스프링 윗질량은 대지면에 대하여 롤링(rolling)을 하게 되

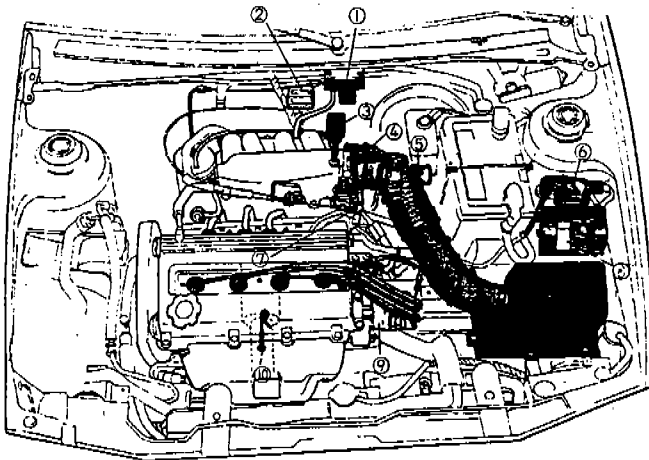


Fig.2 엔진룸의 최종 배치도

Tabel 1 외력에 대한 차량운동과 설계인자

차량의 외력			외력에 의한 차량운동 및 설계인자
Force	X방향	가감속시 전후력에 의한 차량운동	1. Vehicle attitude(Dive & squat) 2. Torque Steer 3. Harshness 4. 최대 가속도
	Y방향	선회시 횡력에 의한 차량운동	1. Under steer(Ackerman & vehicle steer) 2. Lateral acceleration gain 3. Characteristic speed 4. Side slip angle
	Z방향	악로주행시 상하력에 의한 차량운동	1. Ride frequency & rate 2. Wobble(tramp & flap) 3. Kick back
Moment	X축	선회시나 좌우경사로 주행시의 롤(roll)운동	1. Roll gain 2. Rollstiffness distribution 3. Weight transfer(wheel lift)
	Y축	굴곡로 통과시 역위상에 의한 차량운동	1. Pitching frequency & rate 2. Radius of gyration
	Z축	선회시의 요잉(yawing)운동	1. Yaw velocity gain

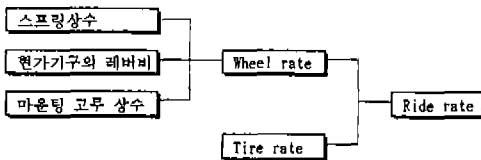


Fig.3 현가장치의 승차 감성비율 상관 관계표

는데, 이에 다른 롤게인(roll gain), 롤강성(roll stiffness) 배분 및 하중의 횡이동(lateral weight transfer) 등을 분석한다.

2.3.2.1 롤게인

차량의 선회성능 평가방법의 하나로 단위 횡가속도당 롤각(roll angle)으로 표시하는 것이 일반적이며 적용되는 검토식은 다음과 같다.<sup>5)</sup>

$$O_s = \frac{2W_s h(a_y + gO_l)}{K_r T_f^2 + K_r T_r^2} \tag{7}$$

$$O_l = O_{sp} + O_{usa} + O_{spu} \tag{8}$$

여기서  $O_s$ 는 롤게인(deg/G),  $W_s$ 는 스프링 윗질량,  $a_y$ 는 횡가속도(lateral acceleration),  $g$ 는 중력가속도,  $O_l$ 는 차량 전체 롤각,  $O_{sp}$ 는 스프링 윗질량의 롤각,  $O_{usa}$ 는 롤시 하중의 횡이동에 따른 스프링 밑질량의 롤각,  $O_{spu}$ 는 롤시 하중의 횡이동에 따른 스프링 윗질량의 롤각,  $K_r$ 는 전승차비율(front ride rate),  $K_r$ 는 후승차비율(rear ride rate),  $T_f$ 는 전륜거(front wheel tread),  $T_r$ 는 후륜거(rear wheel tread)이다. Fig.4는 횡가속시 차량치수와 작용력을 도시한 것이다.

2.3.2.2 롤강성 배분

차량의 롤링시 스프링, 부시(bush), 타이어 및 스테빌라이저와 같은 강성을 갖는 부품들은 반력(reaction force)을 갖게된다. 다음의 식<sup>1),7)</sup>으로 차량의 강성을 구할 수 있다.

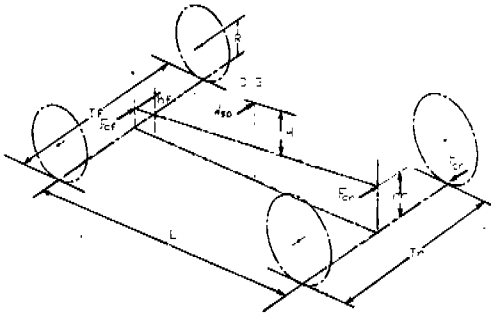


Fig.4 횡 가속시 차량 치수와 작용력

$$TRS = W_{sp} G h \quad (9)$$

$$FRS = \frac{K_{rf}}{2} T_f^2 \quad (10)$$

$$RRS = \frac{K_{rr}}{2} T_r^2 \quad (11)$$

$$SBS = TRS - (FRS + RRS) \quad (12)$$

여기서 TRS는 전체 롤강성(total roll stiffness) FRS는 앞 롤강성(front roll stiffness), SBS는 스테빌라이저 바의 강성(stabilizer bar stiffness), RRS는 뒤 롤강성(rear roll stiffness)이다.

### 2.3.3 횡방향 운동(lateral dynamic) 성능 분석

본 성능은 차량이 일정 시간동안 정상상태 선회운동(steady state cornering)을 할때 차량 제어능력 평가요소인 언더스티어(understeer), 횡가속 계인(lateral acceleration gain), 요속도 계인(yaw velocity gain)등을 평가한다.

#### 2.3.3.1 언더스티어

선회 성능을 결정하는 가장 중요한 항목으로써 운전자가 조타한 차량의 선회반경에 비해 실제 차량의 선회반경이 더 큰 것을 말한다. 오버스티어(oversteer)는 이와 반대의 개념으로 롤오버(roll over)를 유발하므로 차량에서는 매우 위험한 상황이다. 본 연구에서는 그 영향에 대해서만

소개하고 구체적인 계산방법은 참고문헌<sup>7)</sup>에 의한다.

#### 2.3.3.2 횡가속 계인

정상상태 조향각에 대한 선형 횡가속의 변화 정도를 검토하는 것으로 제어 민감도(control sensitivity)<sup>8)</sup>라고도 한다. 계산 방법은 아래의 식<sup>9)</sup>에 의한다.

$$LAG = \frac{\alpha_s}{\delta_d} = \frac{v^2}{57.3(a+b)g + K v^2} \quad (14)$$

$$K_{\phi} = \frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \text{ (deg/g)} \quad (15)$$

여기서  $K_{\phi}$ 는 언더스티어 계수(understeer coefficient),  $a_s$ 는 횡가속도  $\delta_d$ 는 조향각,  $v$ 는 차량속도이다.

#### 2.3.3.3 요속도 계인

정상상태 조향각(steady state steer angle)에 대한 차량의 각속도의 변화를 검토하는 것으로 요비율(yaw rate)<sup>1)</sup>라고도 한다. 검토식은 아래와 같다.

$$YVG = \frac{\gamma}{\delta_d} = \frac{57.3 v g}{57.3(a+b)g + K v^2} \quad (16)$$

여기서  $\gamma$ 는 요속도이다.

## 3. 프로그램의 입력, 출력

### 3.1 프로그램의 개요

이상의 이론을 해석하기 위하여 작성된 PC전용 현가계 해석 프로그램은 MS Window상에서 사용자 인터페이스를 구현하기 위하여 만들어진 응용 프로그램으로 차량의 기본성능 해석 프로그램과 기구 해석 프로그램, 정적 평형 해석 프로그램, 동적 해석 프로그램으로 구성 되어 있다. 작성된 언어는 C, C++, Fortran이 사용 되었다.<sup>11)</sup>

### 3.2 현가장치의 기본성능 해석의 입력 및 출력

동일한 비율로 인자를 변화 시켜 나갈 때 결과 성능에 어느정도 변화가 있는가의 영향도를 검토 하기 위하여 설계 인자의 기준치에 0.8배 및 1.2 배의 지배인자를 입력하여 해석을 수행하며, 입력 및 출력 항목은 다음의 Table 2와 같다.

### 3.3 기구학적 성능해석의 입력

기구학적인 차량의 성능 해석의 입력 및 검토 항목은 Table 3과 같으며, 동일한 현가 장치의 승용차 각각 3종을 해석 하였고 본고에서는 입력 데이터를 생략 하였다.

## 4. 해석 결과의 검토 및 고찰

### 4.1 승차비의 성능 변화

차량의 승차비에 영향을 주는 요소를 Fig.5에 나타내었다. 주로 차량의 중량과 스프링 주파수에 영향이 있고, 가장 영향이 큰 요소는 스프링 주파수이며, 전 스프링 중량과 후 스프링 중량은 각각 그 비율 만큼 승차비에 영향을 갖는다. 스프링 및 질량과 축거에 의한 승차비의 영향은 비교적 적은 것으로 나타난다. 스프링 및 질량은 승차감과 조정안정성에 다소의 영향은 있으나 일반적으로 NVH(noise vibration harshness) 측면에서 검토 하는 것이 바람직하다.

Table 2 기본 성능 해석의 입·출력 항목

순서	입력 항목	디자인 변경 조건	출력 항목
1	wheel base(mm)	후륜의 위치를 전후로 가감	1. ride rate(N/mm)
2	tread(mm)	전축, 후축 동시에 가감	2. under steer(deg/G)
3	wheel stroke(mm)	전후 동시 스트로크만 변경	3. roll gain(deg/G)
4	sprung frequency(N/mm)	전후 동시 증감	4. roll stiffness(Nmm/rad)
5	stab. bar stiffness(N/mm)	동일 비율 증감	5. yaw velocity gain(deg·sec/deg)
6	rear spring span(mm)	동일 비율 증감	6. anti dive(%)
7	sprung mass front(kg)	양륜 동일량 증감	7. anti-squat(%)
8	sprung mass rear(kg)	양륜 동일량 증감	8. torque steer
9	unsprung mass front(kg)	양륜 동일량 증감	9. max. acceleration
10	unsprung mass rear(kg)	양륜 동일량 증감	10. weight transfer
11	C.G height(mm)	상하 동일량 증감	11. radius of gyration
12	roll center height(mm)	전후 동시 동일량 증감	12. wheel rate(N/mm)
13	roll steer factor(mm)	전후 동시 동일량 증감	13. suspension linkage ratio(*)
14	brake torque ratio(*)	전후 휠의 제동 배분비 증감	14. spring rate(N/mm)
15	steering ratio(*)	기어비만 증감	15. lateral acceleration gain
16	lateral acceleration(G)	선형 최대 횡가속의 증감	16. damping force
17	lateral force deflection steer	마운팅 러버의 변위에 의한 증감	17. stabilizer bar diameter(mm)
18	tire radius(mm)	전후 동시 동일량 증감	18. ackerman steer
19	tire normal force(N/mm)	전후 동시 동일량 증감	
20	tire conering stiffness(N/mm)	전후 동시 동일량 증감	
21	tire aligning torque	전후 동시 동일량 증감	

Table 3 기구학적 성능 해석의 입력 및 출력 항목

번호	입력부의 명칭	검토항목	검토목적
1	control arm boby front pivot	토우각(toe angle)	언더 또는 오버 스티어의 경향
2	control arm boby rear pivot	캠버각(camber angle)	
3	inner tie rod	캐스터각(caster angle)	주행시 직진력 및 조향력
4	outer tie rod	킹핀각(kingpin angle)	
5	lower ball joint	엔티 다이브(anti-dive)	제동 또는 가속시 차량의 움직임
6	lower shock strut point	엔티 스퀴드(anti-squat)	
7	wheel center point	스프링 비(spring ratio)	스프링 또는 댐퍼의 실제 작용력
8	wheel orientation point	댐퍼비(damper ratio)	
9	shock strut to body mount	축거 변화(wheel base change)	범프 로드 통과시의 승차감
10	spring lower attachment	윤거 변화(half track change)	
11	spring upper attachment	롤 센터 변화(roll center migration)	차량의 롤 특성 검토

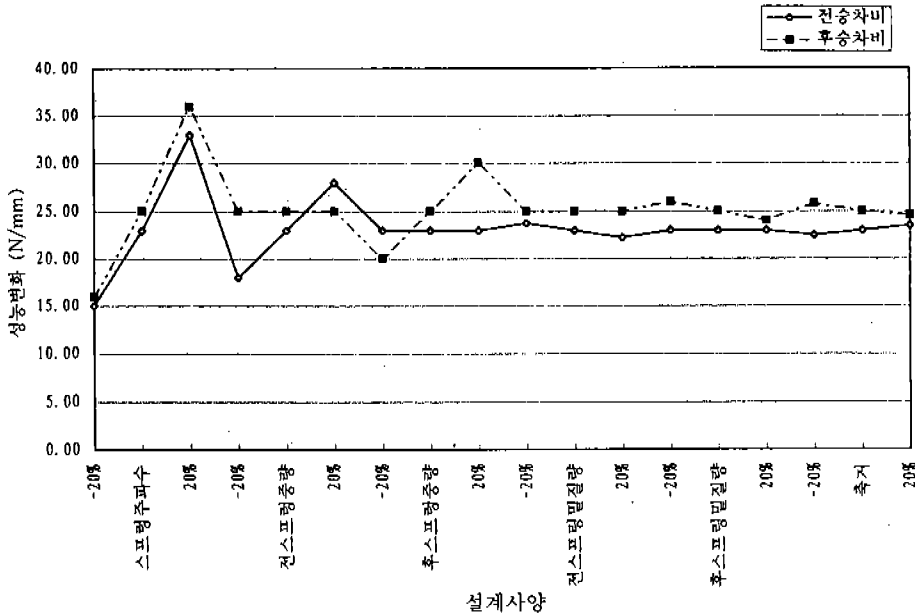


Fig.5 승차비의 성능변화

4.2 언더스티어의 성능 변화

Fig.6에 언더스티어에 영향을 갖는 설계인자들의 변화에 따른 성능의 변화를 도시하였다. 본 결과를 보면 전, 후 스프링 질량의 영향이 가장 크며, 다음이 탕어의 선화 강성, 축거와 윤거의

변화 순으로 나타난다. 윤거를 크게 하면 언더 스티어는 증가 하나 반대로 해석 결과가 의하면 롤 계인은 감소 하므로 설계자는 축거와 윤거를 적절히 변화하여 목표성능에 접근 하도록 검토에 주의를 요한다.

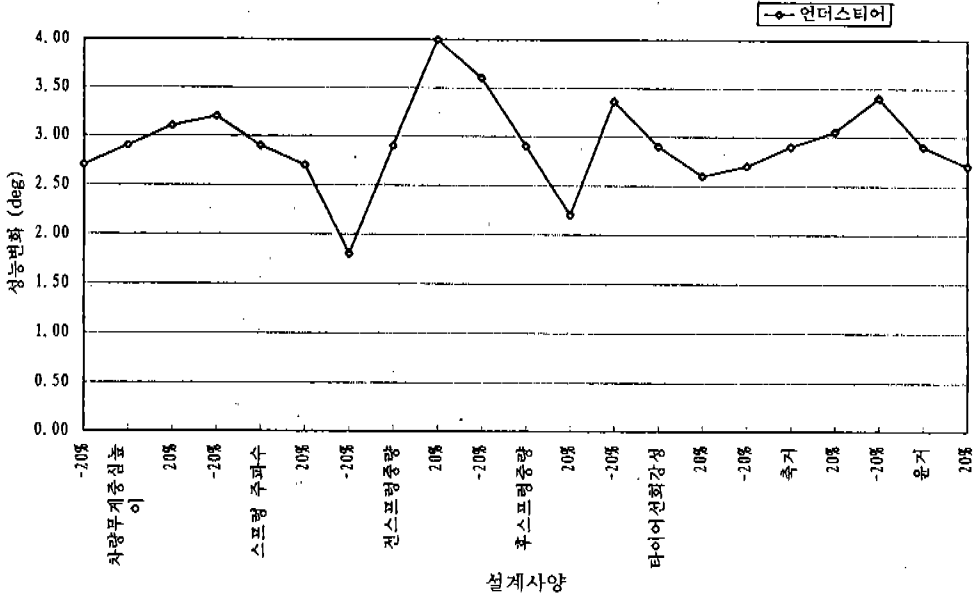


Fig. 6 언더스티어의 성능변화

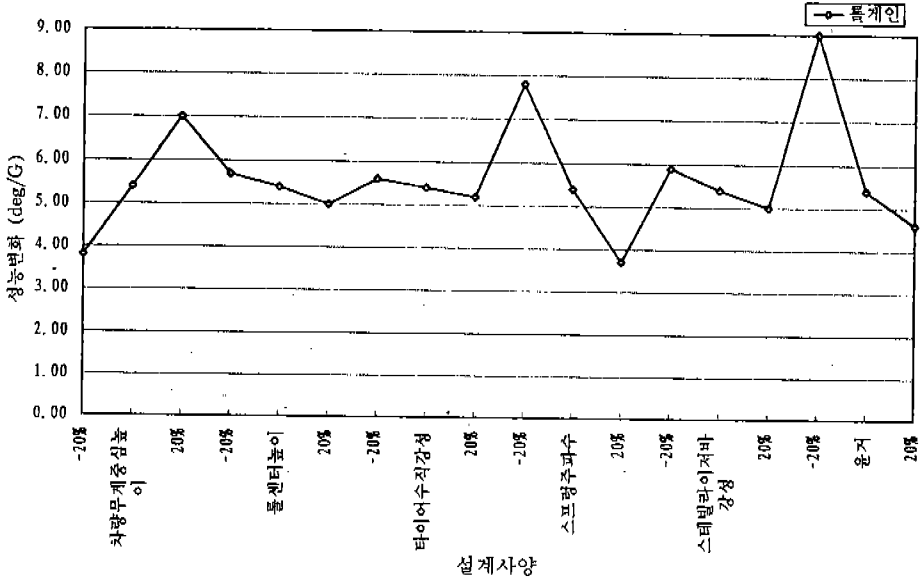


Fig. 7 롤의 성능변화

4.3 롤의 성능변화

Fig.7은 설계인자들의 변화에 따른 롤의 성능 변화를 도시한 것이다. 해석 결과에 의하면 스프링 주파수에 의한 영향과 차량의 무게 중심

높이의 영향도가 크게 나타난다. 차량의 무게 중심점은 일반적으로 낮을수록 운동학적인 측면에서 좋다는 점은 당연 하므로 이에 대한 영향은 논할 필요가 없다. 운거의 변화는 롤에 상당히 영향이 있으므로 변화를 신중히 기하여야 한다.



기타 항목에 대한 영향도는 다소 있으나 그다지 크게 나타나지는 않는다.

4.4 롤강성의 성능변화

Fig.8은 설계인자 들의 변화에 따른 롤강성의 성능 변화를 도시한 것이다. 해석 결과는 윤거의 변화와 스프링 주파수에 의한 영향도가 가장 크며, 전·후 각각의 강성 변화에 의해 롤강성도 그 비율 만큼 변화를 갖는다. 후륜의 스프링간 거리를 증가하면 후륜의 롤강성이 증대된다. 따라서 스프링간 거리는 가능한 크게 하는 것이 유리하나, 전체 롤강성에는 변화를 갖지 않으므로 전, 후 롤 강성 배분(roll stiffness distribution)에 유의 하여야 한다.

4.5 요속도 개인의 성능변화

Fig.9는 설계인자들의 변화에 따른 요속도 개인의 성능 변화를 도시한 것이다. 해석 결과에 의하면 축거와 조향 기어비에 의한 요속도의 영향은 민감하게 반응하기 때문에 설계시 주의를 기울여야 하며, 횡가속도에 따른 영향도 크게 나타나지만 이는 설계의 직접적인 요소는 아니나 최대치의 영역을 어느 정도로 할 것인지를 결정

한다. 일반적인 승용차는 0.3G를 표준으로 하고 있다. 전 스프링 질량의 증가는 요속도 개인의 감소를 가져오고, 후 스프링 질량의 증가는 반대로 증가한다.

이상의 결과를 종합하여 Fig.10에 3차원으로 설계인자의 변화에 대한 차량 성능 변화율을 백분율로 나타 내었다.

4.6 기구학적 성능 해석 결과

Table 4는 현가계의 기구학적 성능의 해석 결과를 정리한 것이다. 설계시 유의점은 축거의 변화는 Impact harshness의 문제점 때문에 범프시 반드시 차량 후방으로 이동 하도록 하여야 하며, Camber, Castor, Toe의 변화는 차량의 Under steer에 밀접히 연관되어 있고 또한 타이어와 노면의 접지성에도 연관이 있으므로 조정 안정성 측면도 동시에 검토되어야 한다. Damper 및 Spring ratio는 가능한 1에 가깝게 설계 하는 것이 좋으나 0.7 부근이 일반적이며 기구학적인 개적에 의하여 급격한 Ratio의 변화가 야기되면 차량에 Impact shock가 발생하며 안정성에도 위험한 상황이 초래 될 수 있다.

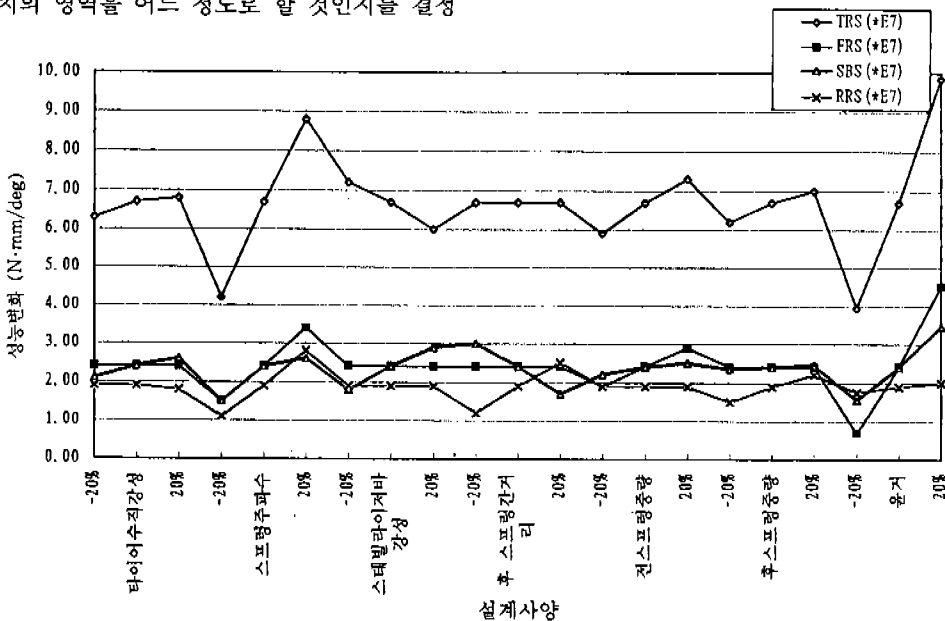


Fig.8 롤강성의 성능변화

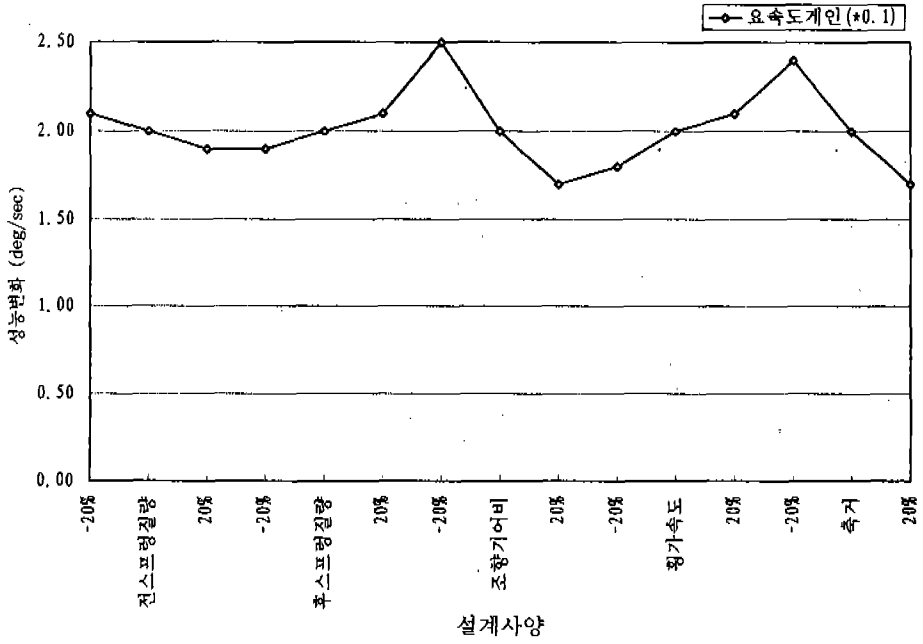


Fig.9 요속도 게인의 성능변화

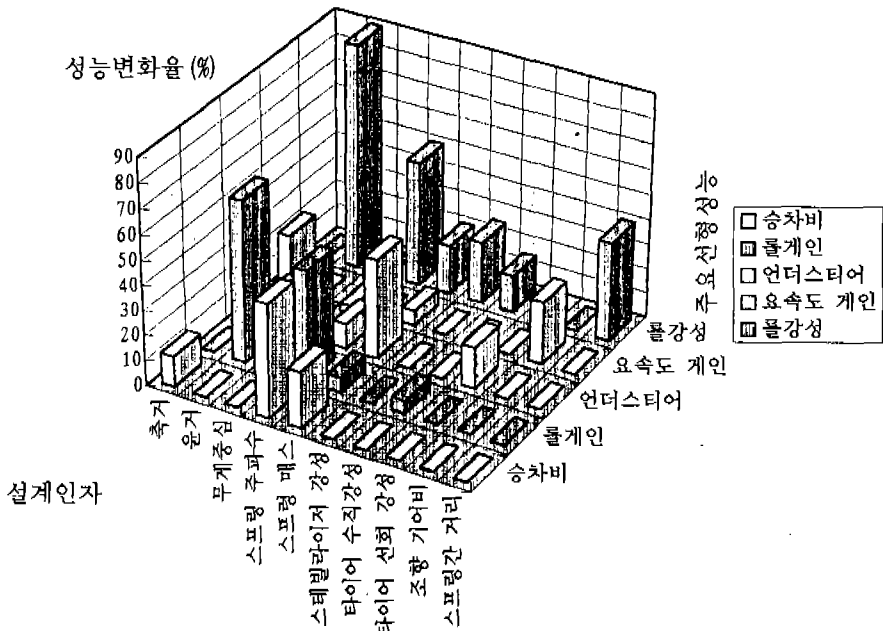


Fig.10 차량 성능별 주요 영향력 인자

Table 4 차량의 기구학적 성능 변화

성능항목	설계기준	비 고
Half track change	±10mm	윤거의 변화
Wheel base change	±5mm	축거의 변화
Toe angle	±3mm	
Camber angle	±3mm	대지 캠버
Castor angle	±2°	
Damper ratio	±0.1	댐퍼의 레버비
Spring ratio	±0.1	스프링의 레버비
Roll center lateral migration	±100mm	롤센터의 횡 이동량
Roll center height migration	±150mm	롤센터의 상하 이동량

5. 결 론

차량의 기본 설계에 있어서는 다음의 선형적인 요소들의 성능 변화율이 설계 인자별로 갖는 영향력과 기구학적 성능이 갖는 특성을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 해석 결과에 의하면 차량의 기본 설계에 있어서는 축거, 윤거, 차량의 무게 중심점, 현가계의 주파수, 차륜의 무게 배분비가 차량 성능에 주요한 영향 인자를 갖는다. 본고에서는 주로 선형 인자만 검토 하였으나 차량의 설계자는 비선형 요소들에 대한 인자의 고려와 동력 전달계의 위치와 탑재 각도 등에 대하여도 면밀한 검토가 필요하다.
- 2) 각각의 성능이 불만족 하게 되었을 경우에는 영향력이 큰 순서대로 설계 인자를 변경하되 영향력이 큰 인자임에도 불구하고 설계 변경이 곤란한 경우 다음 순위의 인자를 조정하여 성능기준에 적합하게 설계의 방향을 잡을 수 있다. 그러나 하나의 성능 인자는 다른 성능에도 영향력이 있음을 유의하여 변경후 전반적인 성능 검토를 하여야 한다.
- 3) 설계자는 현가계의 시스템 설계시 정해진 하드포인트(hard point)의 기구학 특성을 해석하여 Table 4의 결과와 비교하고 설계

된 차량이 성능 기준에 적합한지를 반드시 평가하고 확인하여 한다.

- 4) 기구학적 해석의 결과의 평가는 가능한 변화가 적을수록 유리하다는 점을 감안하면 쉽게 결론을 구할 수 있으나, 차량은 이러한 성능이 복합되어 나타나는 특이 현상이 있으므로 객관적인 실험(object test)과 주관적 실험(subject test)을 병행하여 평가하는 것이 바람직하다.

참 고 문 헌

1. Thomas D Gillespie "Fundamental of Vehicle Dynamics" Published by : Society of Automotive Engineering, Inc. 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096-0001
2. D. E Cole "Elementary Vehicle Dynamics" Department of Mechanical Engineering The University of Michigan Ann Arbor, Michigan 48105
3. Simonone Mola "Vehicle Dynamics Fundamentals", Product Engineering Department GMI Engineering & Management Institute.
4. J. B. Hunt "Dynamic Vibration Absorbers", Published 1979

5. D. Bastaw "Car Suspension and Handling", Published 1988
6. J. Y. Wong "Theory of Ground Vehicle"
7. H. E. Ellinger "Auto Suspension & Steering", published 1989.
8. SAE SP-909(920056) "Vehicle Dynamics & Rollover Property Research"
9. 박신석 "차량의 동적 모델링 및 과도 진동에 관한 연구" 1991. 2, 서울대 석사논문
10. 이형복 "전산 차량 동력학을 통한 승용차의 조정 안정성 평가 및 성능 개선에 관한 연구" 자동차 공학회 학술강연 초록집" 1993. 5. 7.
11. 양경덕, 배대성, 이형복 "차량 샤시 설계를 위한 시스템 환경 구축에 관한 연구" 1994. 6. 24 자동차 공학회지
12. 이형복 "현가장치 개발에서의 CAE 활용에 관한 연구" 순천공업전문대 논문집 제17호, 1995. 6. 30