

레벨링밸브를 가진 공기스프링 현가장치의 승차감 및 조종안정성 해석

Ride and Handling Analysis of An Air Spring Suspension with Leveling Valve

탁 태 오* 박 종 훈**
Tak, Tae-Oh Park, Jong-Hun

Abstract

Air springs are now widely used in bus or truck suspensions due to their advantages over conventional metal spring such as coil or leaf springs. Air springs have soft spring rates, which give better ride quality, and additional leveling system provides constant ride height and maintains almost same vertical natural frequencies. A mathematical model of an air spring suspension system with height control system is constructed and dynamic responses of the suspension system are investigated in the light of leveling valve motion characteristic, vertical motion natural frequency. Also, using a full vehicle model, handling characteristics of an air spring suspension is studied and the results are compared with real test results, which shows good agreements.

키워드 : 공기스프링, 레벨링 밸브, 승차감, 조종안정성
Keywords : air spring, leveling valve, ride, handling

1. 서론

현가장치는 차체와 휠을 연결하는 장치로 그 역할은 단순히 차체를 지탱하는 것뿐만 아니라, 노면의 요철에 의해 야기되는 진동을 완화하여 운전자와 짐을 보호하거나 차륜을 적당하게 지면에 눌러서 구동력이나 제동력을 유효하게 작용하게 하는 것도 있다. 또한 차체나 차륜에 작용하는 여러 가지의 힘에 대해 차륜의 위치와 자세를 정확하게 결정하고 주행시의 차량 안정성을 확보하는 것도 중요한 역할이다. 현가장치의 구성은 진동완화의 작용을 하는 스프링, 스프링의 자유진동을 억제하는 충격흡수기, 차체와 차륜의 위치관계를 결정하

는 연결기구, 연결기구의 지지점인 고무부시(rubber bush)등으로 구성된다. 그 중 스프링의 주요 역할은 노면으로부터 전달되는 충격과 진동의 흡수이다. 스프링의 종류에는 금속스프링인 판스프링, 코일스프링, 토션바(torsion bar)와 스테빌라이저바(stabilizer bar) 등이 있고, 비금속 스프링인 고무스프링과 공기스프링 등이 있다.

최근 차량의 승차감에 대한 기대가 높아지면서 공기스프링 현가장치에 대한 관심이 높아 가고 있다. 현재 공기스프링은 코일스프링이나 판스프링에 비해 널리 사용되지는 않지만 트럭 및 버스 등에 적용하는 사례가 증가하고 있다. 고속버스의 경우는 승차감 향상이 주목적이며 대형트럭의 경우 노면진동에 의한 적재물 보호와 노면의 동하중을 경감하기 위함이다. 공기스프링은 일반적으로 다른 스프링에 비해 낮은 스프링 강성을 가지므로 승차감이 우수하고, 높이 조절 장치를 이용하여 하중에 무관한 일정한 차고를 유지할 수 있으며, 하중

* 강원대학교 기계메카트로닉스공학과 교수, 공학 박사

** 강원대학교 기계메카트로닉스공학과 석사 과정

에 상관없이 거의 일정한 고유주파수를 가지는 장점을 가지고 있다. 그러나 낮은 스프링상수로 인해 롤링(rolling)이나 피칭(pitching)이 일어나기 쉬우며, 차륜에 작용하는 차륜에 작용하는 제동력, 구동력, 횡력 등을 지지할 수 있는 별도의 링크장치를 필요로 한다.

공기스프링이 차량에 처음으로 적용된 것은 1944년 제너럴 모터스(GM, General Motors)사에서 화이어스톤사(Firestone)와 합작으로 버스에 장착하여 테스트를 하였고, 이후 1953년에 이르러 처음으로 시판을 시작하였다. 이후 여러 가지 형태의 공기스프링이 개발되었다.

공기스프링에 대한 모델에 대한 연구는 J.K. Hedrick이 공기스프링을 이용한 능동 현가장치 시스템에 대한 연구에서 공기스프링에 대한 상세한 모델링을 수행한 바 있다[1]. 단열과정으로 가정된 공기스프링에서 벽면의 강성을 고려한 모델을 제시하였다. 또한 정준채 외 2명은 대형 상용차용 현가 시스템의 제어에 대한 연구에서 능동/반능동 현가장치를 구현하기 위한 제어기법을 연구하였다[2]. 박혁성 외 2명은 차량 현가계용 가변 공기스프링에 대한 연구에서 공기스프링의 추가체적에 대한 공기스프링의 특성을 고찰한 바 있다[3]. 김금철은 상용차용 공기스프링 현가장치에 대한 연구를 수행하였다[4].

차고조절장치에 대한 연구는 田中 祐二이 차고높이 조절 장치의 구조, 작용, 특성 등에 대해 연구하였다[5]. 이 연구에서는 차량의 롤링의 조절 등에 관하여 연구를 하였다. 그리고 홍예선은 능동 현가장치에 사용되는 제어밸브의 구조 및 작동원리를 분석하였고 밸브의 오리피스 크기의, 각도 등에 관한 설계변수를 제안하고 실험을 통해 진동 및 이상을 발생을 최소화하는 능동현가장치에 적합한 밸브에 대해 연구하였다[6]. 황요하 외 4명은 높이 조절 장치를 사용한 능동제어 현가장치를 이용한 실험차량에 대하여 연구를 하였다[7, 8].

본 연구에서는 공기스프링 현가장치의 동특성을 해석하며, 공기스프링과 높이 조절장치를 포함하여 전차량에 대한 수학적인 모델을 제시하고 다른 현가장치와 비교, 동특성에 대해 해석하고자 한다. 그리고 공기스프링 모델을 이용하여 전차량 모델을 구성, 차량 시뮬레이션을 한다. 차량의 동특성을 확인하기 위하여 실차에 대한 정상현 선회(Steady state cornering), J 턴, 레인 체인지(Lane change)등을 수행한다.

2. 공기스프링 현가장치 모델

2.1 공기스프링 현가장치의 구성

공기스프링 현가장치의 구성은 Fig.1과 같이 압축기, 레벨링밸브, 공기스프링, 부가체적 그리고 횡

력 지지를 위한 기구 등으로 구성된다. 현가장치에서 사용되는 공기스프링은 공기를 용기 속에 가두어 그 압축성을 이용하여 스프링 작용을 얻는 것이다. 압축기는 외부의 공기를 압축하여 스프링으로 압축공기를 보내며, 레벨링밸브는 차량의 높이를 점검하여 공기의 흐름을 결정한다. 그리고 부가체적은 공기스프링의 강성을 조절하게 된다.

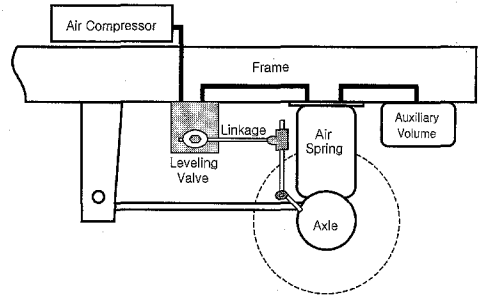


Fig. 1 공기스프링 현가장치 모델

2.2 공기스프링의 특성 및 모델

공기스프링은 공기를 용기 속에 가두어 그 압축성을 이용하여 스프링 작용을 얻는 것으로, 금속스프링에 비해 낮은 스프링상수를 가지며, 기본적으로 비선형적인 특성을 갖는다. 그리고 공기스프링은 금속스프링에는 없는 감쇠작용을 갖는다. 보조탱크와 공기스프링이 오리피스로 연결되어 공기의 유동에 의해서 감쇠작용을 하게 된다. 하지만 연결된 오리피스의 직경이 충분히 커지게 되면 보조탱크도 공기실로 간주되어 공기스프링 상수가 낮아져 감쇠효과도 사라지게 된다. 아래의 Fig.2는 공기스프링의 정적특성곡선으로서 설계높이에서 3.8, 4, 5, 6 kgf/cm²의 압력을 각각 공기스프링에 주입하였을 때 스프링 변형에 대한 하중곡선을 나타낸다. 설계점(h= 200)에서 공기스프링 상수값은 5.2 kgf/mm 이다.

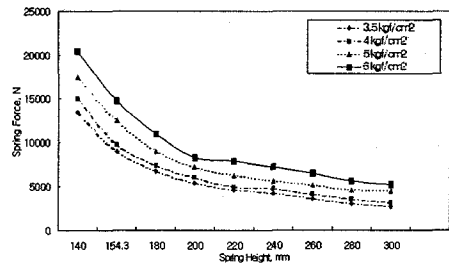


Fig.2 공기스프링의 하중-변위 선도

공기스프링은 앞에서 언급한 바와 같이 비선형

적인 특성을 가진다. 또한 레벨링밸브를 사용하게 되면 압력과 체적이 변하게 되므로 실제 차량에서의 거동은 Fig.2과 같이 특정한 하나의 압력곡선을 따라 움직이지 않는다. 레벨링밸브에 의해서 공기스프링에 기체의 유동이 발생하는 경우의 압력변화를 구해보기로 한다. 공기스프링에 사용하는 작동유체는 공기로 이상기체라고 가정을 하면 식(1)이 성립된다[9].

$$PV = mRT \quad (1)$$

여기서 P는 압력, V는 체적, m은 질량, R은 기체상수, T는 기체의 온도이며, 모든 이상기체는 어떠한 조건 하에서도 위의 식을 만족한다. 스프링의 작동 시 외부로부터 어떠한 열이나 가스의 출입이 없는 단열과정으로 가정하면 공기는 다음과 같은 식(2)를 만족한다.

$$Pv^k = \text{const}, \quad v = \frac{V}{m} \quad (2)$$

여기서 v 는 비체적을 나타내며, k는 가스의 종류마다 다른 상태변수로 공기의 경우 $k=1.40$ 이다. 식(2)를 시간에 관해 미분하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$v^k \frac{dv}{dt} + kvv^{k-1} \frac{dv}{dt} = 0 \quad (3)$$

식(3)을 압력과 시간에 향으로 정리하면 아래의 식(4)와 같다.

$$\frac{dP}{dt} = -\frac{kP}{v} \frac{dv}{dt} \quad (4)$$

식(4)에서 $\frac{dv}{dt}$ 항에 $v = \frac{V}{m}$ 을 대입하면,

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d\left(\frac{V}{m}\right)}{dt} = \frac{1}{m} \frac{dV}{dt} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{dt} \quad (5)$$

식(4)에 식(5)를 대입하여 정리하면 식(6)과 같이 압력의 시간 변화율에 대해 정리가 된다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{kP}{m} \frac{dm}{dt} - \frac{kP}{V} \frac{dV}{dt} \quad (6)$$

식(6)에서 질량 m은 식(7)로 나타낼 수 있다.

$$m = \frac{RT}{PV} \quad (7)$$

위의 식(7)에서 온도 T에 대하여 계산하려면 식(2)에 식(3)을 대입하여 다음과 같은 식(8)을 얻을 수 있다.

$$T_f = T_i \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{(k-1)/k} \quad (8)$$

여기서, T_i 는 초기 상태 온도, P_i 는 초기 압력, P_f 는 스프링 변형 후의 내부 압력, T_f 는 변형 후 내부의 온도를 나타낸다. 위의 식을 정리하면 공기스프링 내부의 압력에 관한 관계식을 다음과 같이

얻을 수 있다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{kRT_i}{V} \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{(k-1)/k} \frac{dm}{dt} - \frac{kP}{V} \frac{dV}{dt} \quad (9)$$

위 식에서 $\frac{kRT_i}{V} \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{(k-1)/k} \frac{dm}{dt}$ 은 질량의 변화에 따른 압력변화의 향으로 레벨링밸브의 작동에 의해 공기스프링 내부의 압력변화를 나타낸다고 할 수 있다. 내부의 질량 유동량인 dm/dt 은 밸브 특성에 의해서 결정된다.

2.3 레벨링밸브 모델

Fig.3과 같이 공기스프링 현가장치에서 사용된 레벨링장치는 차체에 장착되어 차축과 연결된다. 한쪽의 통로는 공기스프링과 연결되어 있으며, 다른 한쪽은 압축기와 연결되어 있다. 그리고 아래쪽으로는 과도한 압력을 제거하기 위한 배출구로 구성되어 있다. 차량의 높이가 변함에 따라 링크가 작동하고 차량의 높이가 낮아지면 스프링과 연결된 유입구가 압축기의 유입구와 연결되어 공기가 공기스프링으로 들어가게 되고, 차량의 높이가 높아지면 스프링 유입구와 배출구가 연결되어 스프링 내의 과도한 압력으로 인해 공기는 외부로 배출하게 된다.

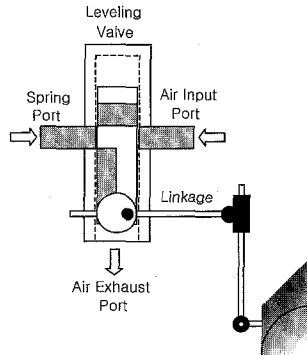


Fig.3 레벨링밸브의 구조

레벨링장치를 통해 스프링으로 유입되는 공기의 질량 유동을 계산하기 위해 유입구를 Fig.4와 같이 오리피스 유동으로 가정하자. 공기와 같은 압축성 유체의 경우 체적과 압력은 상호 의존성을 갖는다. 그리고 질량 유동량 dm/dt 는 식(10)과 같다[10].

$$\frac{dm}{dt} = C_d C_m A_e \frac{P_c}{\sqrt{T_c}} \quad (10)$$

여기서 C_d 는 유출계수(Discharge Coefficient), P_c 는 주입공기압력, T_c 는 주입공기온도, C_m 은 질량유동계수이며 A_e 는 통과 면적이다.

Fig.5는 오리피스 유동에서 압력비에 따른 질량 유동계수 C_m 의 변화를 나타낸다. 주입공기의 압력과 공기스프링 내부 압력비가 0.528보다 작은 경우 아래의 식(11)과 같이 계산된다.

$$C_m = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{2k}{R(k+1)}} = 0.0405 \frac{P_d}{P_c} < 0.528 \quad (11)$$

그리고 주입공기의 압력과 공기스프링 내부압력비가 0.528와 같거나 큰 경우로 질량유동계수는 식(12)와 같이 계산된다.

$$C_m = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \left[\left(\frac{P_d}{P_c} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_d}{P_c} \right)^{(k+1)/k} \right]}, \frac{P_d}{P_c} \geq 0.528 \quad (12)$$

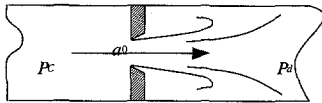


Fig.4 밸브 내의 오리피스 유동 단면도

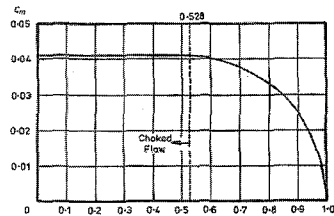


Fig.5 압력비에 따른 질량유동계수 C_m 의 변화

밸브의 통과면적을 원형으로 가정하면, 유출계수는 Fig.6과 같이 변하게 된다.

$$R = \frac{v_0 D_h}{\nu}, \quad D_h = \frac{4wl}{2(w+1)} \quad (13)$$

여기서 v_0 는 오리피스를 통과할 때의 평균속도, D_h 는 수력 지름(hydraulic diameter), ν 는 동점성계수(kinetic viscosity)를 나타낸다. 원형관의 경우 D_h 는 실제 지름과 같다. 밸브를 통과하는 유량계산에서 유출계수는 0.62로 일정하다고 가정하였다.

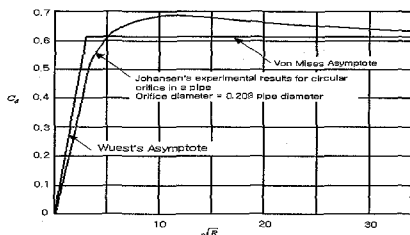


Fig.6 원형관의 오리피스 유동시 레이놀드수에 따른 유출계수

실험에 사용된 레벨링 밸브는 압력이 6.3bar에서 각도 변화에 따른 밸브의 특성은 Fig.7에 나타난 것과 같이 $\pm 2^\circ$ 에서 공기가 흐르지 않으며, 최대유입량은 84 l/min, 배출량은 95 l/min이다. 밸브를 통과하는 유량관계식은 아래의 식(16)과 같다.

$$Q = C_d a \sqrt{2\Delta P / \rho} \quad (14)$$

여기서 Q는 유량비(Flow rate), ρ 는 밀도, C_d 는 유출계수(Discharge coefficient)이며, ΔP 는 압력차($P_u - P_{vc}$)를 나타낸다. 그리고 a는 통과면적이다. 통과면적의 계산은 아래에 주어진 그래프의 데이터를 이용하여 계산한다. 그리고 C_d 는 0.62로 계산한다.

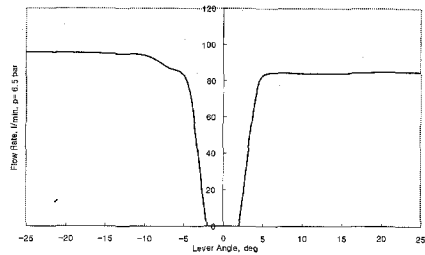


Fig.7 레벨링 밸브 실험 데이터

2.4 공기스프링 현가장치의 운동방정식

앞에서 설명한 공기스프링과 레벨링장치를 포함하는 현가장치를 구성하여 보자. Fig.8과 같이 1/4차 모델을 고려하기로 한다. 공기스프링 현가장치의 1/4차 모델에 대한 운동방정식을 세우면 아래의 식(15)와 같다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + F_s = 0 \quad (15)$$

F_s 는 스프링력을 나타낸다. 스프링상수는 하중-변위 선도에서 나타난 것과 같이 비선형적인 특성을 가진다.

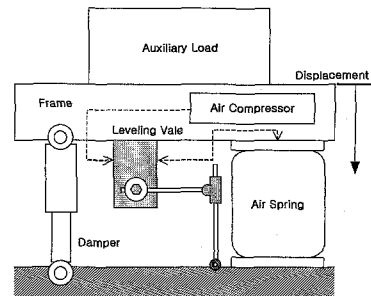


Fig.8 1/4 차량 공기스프링 현가장치 모델

3. 동특성해석

3.1 공기스프링 현가장치의 응답성

시스템의 응답성을 알아보기 위해 아래의 Fig.9와 같이 평형을 이룬 상태에서 1500N의 외력을 1/4차량에 주어 시스템의 응답을 살펴보았다. 그리고 공기압축기의 압력은 각각 6, 8, 10 bar로 세가지 경우에 대해 계산한 것이다. 시스템의 응답은 Fig.10에서 나타난 것과 같이 레벨링밸브가 작동하여 시간이 흐름에 따라 기준높이 근처로 수렴됨을 알 수 있다.

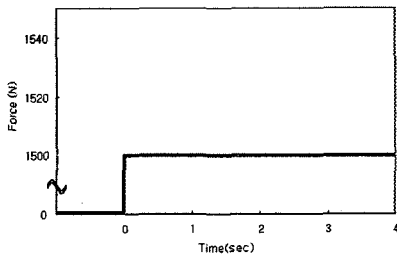


Fig.9 시스템 일력

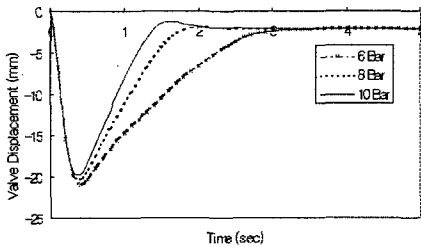


Fig.10 시스템의 응답성

차고가 수렴하는 특성을 살펴보면 초기 스텝 입력이 주어질 후 압축기의 압력에 따라 복귀시간의 차이가 발생하였다. 또한 압축기의 압력이 낮을수록 최대변형이 증가하였으며, 압력이 높을수록 응답시간은 빨라졌지만 오버슈트가 발생하였다.

레벨링밸브가 작동하는 경우 스프링력과 높이의 관계를 살펴보자. 아래의 Fig.11은 압력이 8bar에서 스텝입력이 작용하는 경우 스프링력과 차고높이의 궤적을 나타낸 것이다. 그림을 살펴보면 초기 외력으로 인한 변형시간인 0~0.5초 동안 (Fig 11에서 궤적에 표시된 하나의 마크는 0.1초 간격을 나타냄)은 외부로부터 어떠한 유체나 열이 차단되는 단열과정과 비슷한 특성을 가진다. 그리고 변형 후 복귀구간은 마크의 배치에서 알 수 있듯이 변형구간에 비해서 느리게 진행되는데, 스프링력은 거의 일정하며 높이가 증가한다. 이러한 움직임으로 살펴볼 때 공기스프링은 충격은 빠른 시간내에 흡수

하며, 정상높이로 복귀하는 시간은 충격의 흡수시간보다 상대적으로 길어 차량에 발생하는 가속도가 적게되어 승차감이 좋아짐을 알 수 있다. 또한 설계높이로 복귀하기 직전에 압력은 약간 줄게되며 기준높이에 수렴되었다.

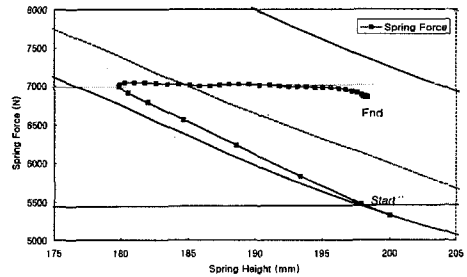


Fig.11 시스템의 수렴과정

3.2 부가하중 적재 시 고유진동수의 변화

일반적으로 금속스프링은 일정한 스프링강성을 가지도록 되어있다. 그러나 공기스프링의 스프링강성은 레벨링밸브의 작용으로 변하게 되며, 부가하중이 작용하는 경우 체적과 압력이 변하여 스프링강성 또한 변하게 된다. 금속스프링처럼 일정한 강성을 갖는 경우 부가하중 적재 시 질량의 증가로 인해 고유진동수가 변하게 되며, 이로 인해 시스템의 특성에 영향을 주게된다.

공기스프링이 단열과정으로 작동된다고 가정하면 압력과 체적의 관계는 아래의 식(16)과 같이 나타낼 수 있다[11].

$$\frac{dP}{dV} = -k \frac{P}{V} \quad (16)$$

스프링강성 K는 식(17)과 같이 단위 변위 당 발생된 힘으로 나타낼 수 있다.

$$K = -\frac{dF}{dz} \quad (17)$$

여기서 F는 스프링력으로 압력 P와 면적 A의 곱으로 나타낼 수 있으며, z는 변형량이다. 그러면 식(17)에 식(16)을 대입하여 정리하면 스프링 강성은 식(18)과 같이 표현할 수 있다.

$$K = -\frac{dF}{dz} = -\frac{A \cdot dP}{dV} = \frac{k \cdot P \cdot A^2}{V} \quad (18)$$

스프링 강성은 압력, 체적, 면적 그리고 상태변수의 값에 따라 다르다.

Fig.12와 같이 공기스프링 현가장치를 생각해 보자. 우선 스프링력은 아래의 식(19)와 같이 나타낼 수 있다.

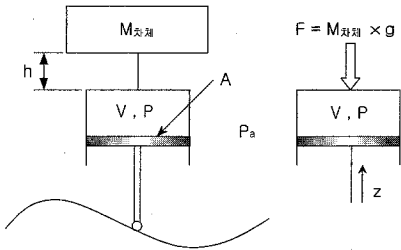


Fig.12 1/4차량 공기스프링 현가장치 단순모델

$$F \approx A(P - P_a) = M_{\text{차체}} \times g \quad (19)$$

위 식에서 스프링 내부 압력 P가 공기 중 압력 P_a 보다 상당히 크다고 가정하면 스프링력 F는 다음 식(20)과 같다고 할 수 있다.

$$F \approx A \cdot P \quad (20)$$

그러면 이 시스템의 고유진동수를 구해보자. 시스템은 감쇠가 없는 단순 질량-스프링 시스템이라고 가정하면 고유진동수는 다음과 같다.

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m} = \frac{A^2 \cdot k \cdot P \cdot g}{V \cdot F} = \frac{A \cdot k \cdot g}{V} \quad (21)$$

다음으로 차체에 부가하중이 작용하는 경우에 대해 생각해보자. 차체의 하중이 $M = M_{\text{차체}} + \Delta M$ 으로 변한 경우 공기는 등온상태 변화 ($P \cdot V = \text{일정}$)라 가정하면 가스의 내부압력은 P에서 P_1 으로 상승하게되며 체적 V_1 은 PV/P_1 으로 정의된다. 이 경우 차체의 고유진동수는 식(22)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega_1^2 = \frac{Akg}{V_1} = \frac{Akg \left(\frac{\Delta M}{A} g + P \right)}{PV} = \omega_0^2 \left(\frac{\Delta M}{M_{\text{차체}}} + 1 \right) \quad (22)$$

차체하중이 늘었을 때 금속스프링의 경우 질량-스프링 시스템의 고유진동수는 아래와 같다.

$$\omega_1^2 = \frac{K_{\text{금속}}}{M_{\text{차체}} + \Delta M} \quad (23)$$

즉, 금속스프링 현가장치는 하중 증가에 따라 고유진동수가 낮아지는 반면에 단순 질량-스프링 시스템의 공기스프링 현가장치는 하중 증가에 따라 고유진동수가 증가한다.

별도의 공기를 주입하는 경우 추가하중으로 인한 스프링의 압축을 가스의 공급으로 보정한다. 별도의 공기는 스프링의 체적 및 높이를 보상하여 주며, 공기주입으로 인한 내부 변화는 등온상태 변화로 가정한다. 추가로 하중을 실었을 때 압력의

상승 ΔP 는 $\Delta P = \Delta M \cdot g/A$ 이므로, 원래의 압력 P에 ΔP 가 추가된 일정한 압력 $P_1 = P + \Delta P$ 하에, 가스용적을 추가하여 원래의 V가 되도록 한다. 새로운 압력 P_1 과 용적 V에서의 스프링 상수 K_1 은 식(24)와 같다.

$$K_1 = \frac{k \cdot P_1 \cdot A^2}{V} \quad (24)$$

따라서 고유진동수 ω_1 은 식(25)와 같다

$$\omega_1^2 = \frac{K_1}{M + \Delta M} = \frac{A \cdot k \cdot g}{V} \quad (25)$$

즉, 고유진동수는 하중의 증가에 따라 영향을 받지 않는다. 고유진동수의 변화가 없음을 차량의 동특성을 안정시키며, 일정한 주파수 응답특성을 보여 승원에게 영향을 가장 크게 미치는 주파수 범위를 조절할 수 있어 승차감을 향상시킬 수 있다.

4. 조종안정성 해석

4.1 주행시험

차량의 조종 안정성에 대한 평가는 시뮬레이션과 실차시험을 이용하는데, 이를 위해서 차량의 기초물성값, 서스펜션 특성, 스티어링시스템 특성, 타이어특성에 관한 데이터가 필요하다. 조종 안정성 평가를 위한 주행시험은 운전방식에 따라 정상 원선회 시험(Steady State Cornering)이나 슬라럼 시험(Slalom Test)과 같은 폐루프(Closed-Loop)시험과 차선 변경 시험(Lane Change Test), J 턴 시험(J-Turn Test), 정현과입력 시험, Braking in Turn 시험 등과 같은 개루프(Open-Loop)시험이 있다.

차량 시험을 통하여 얻고자 하는 데이터는 센서에 의해 측정한다. 이번 실험에 사용된 센서는 조향각 측정용 로터리 센서, 차량의 가속도 그리고 요와 피치를 측정하기 위한 가속도 및 각속도 센서, 차고측정을 위한 높이 센서, 마지막으로 차속 측정을 위한 속도센서를 사용하였다. Fig.13은 실험차량에 장착한 센서를 나타낸다.

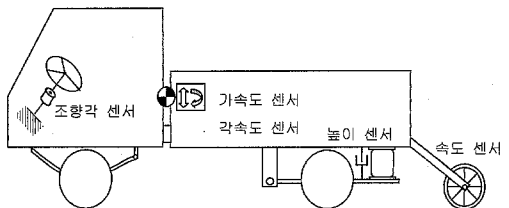


Fig.13 실험차량의 센서 장착 개략도

센서로부터 얻어진 신호는 아래의 Fig.14와 같이 컴퓨터에 저장된다.

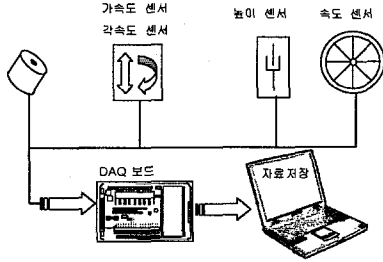


Fig.14 차량에 장착한 센서로부터 얻어지는 데이터 수집 과정

4.2 정상 원선회 (Steady State Cornering)

정상 원선회 시험은 일정한 반지름을 가진 원을 선회하며 횡가속도의 증가에 수반하는 특성값 변화를 측정하는 시험방법이다. 여기서는 정상상태 주행상태에서 차량의 고유 조향 특성을 규명하며, 그 특성은 조향특성의 주관적인 판정결과와 우수한 연관성을 갖는 차량동력학적인 특성치인 언더스티어 계수(K)로 표현된다. 언더스티어 계수(K)는 다음 식(26)과 같이 정의된다.

$$K = \frac{d\delta_f}{da_y} - \frac{d\delta_a}{da_y} \quad (26)$$

여기서, δ_a 는 에키만 조향각이고, a_y 는 횡가속도를 나타낸다. Table.1은 정상원 선회 시험시 실험 조건을 나타낸 것이며, Fig.15는 정상 원선회 실차 테스트 장면이다.

Table.1 정상원 선회 실험 조건

항 목	조 건
회 수	각 속도별 2회
속 도	15~30 km/h (5km/h씩 증가)
반 경	15 m
부가하중	700 kg



Fig.15 정상 원선회 실차 시험 장면

아래의 Fig.16은 언더스티어 그래디언트 선도이다. 그래프를 살펴보면 횡가속도 증가에 따라 오버스티어 경향을 띠고 있다. 이러한 이유는 차량에 부가하중 적재시 차량 후방에 집중되어 후륜에 과도한 횡력이 발생하여 오버스티어 경향을 띤 것으로 예상된다. 그리고 Fig.17은 횡가속도에 따른 롤각을 나타낸다. 실험값은 2.9°, 시뮬레이션 값은 3.1°값이 나왔다.

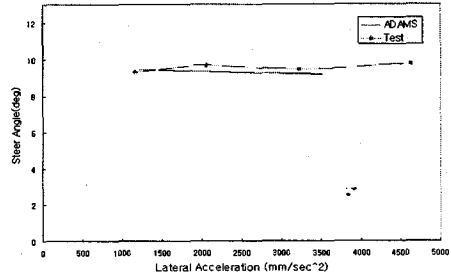


Fig.16 언더스티어 그래디언트 선도

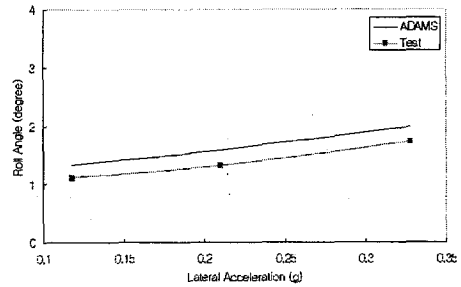


Fig.17 횡가속도에 따른 롤각

4.3 J-Turn

J-turn 시험은 과도 응답 시험의 하나이며 계단과 조향입력에 대한 차량의 동특성을 관찰하는 시험이다. 시험으로부터 차량의 조향각, 요 레이트, 롤각 등을 검토하여 차량의 과도 특성을 알아보았다. 시속 50 km/hr의 속력에서 조향 입력을 가하는 주행시험을 수행하였다. 두 차량에 대한 제원 및 특성치는 동일한 값으로 하여 실험하였다. 아래의 Table.2은 실험조건을 나타내었고, Fig.18은 실험장면이다.

Table.2 J-Turn 실험 조건

항 목	조 건
회 수	2회
속 도	50 km/h
조향입력	180°
부가하중	700 kg

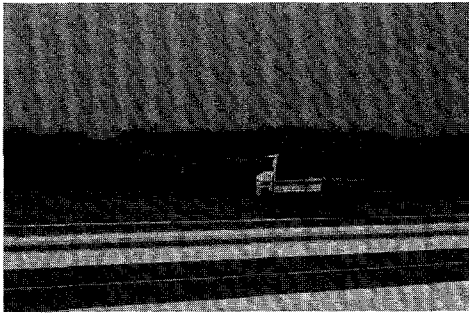


Fig.18 J-Turn 실차 시험 장면

Fig.19는 J-turn 시 차량에 입력된 조타각을 나타낸다. 실험값의 경우 초기 운전자가 직진주행을 위해 조향을 잡는 과정이며, 시뮬레이션의 경우 차량에 입력된 조타각을 일정한 비율로 환산하여 조향각으로 입력하여 시뮬레이션을 수행하였다. Fig.20은 요레이트를 나타낸 것으로 실험값과 시뮬레이션 값이 잘 일치함을 알 수 있다.

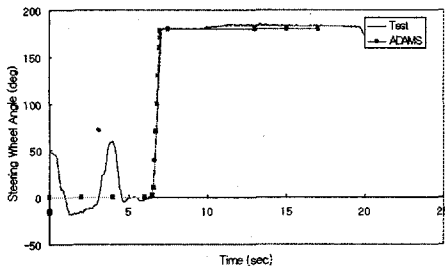


Fig.19 J-turn시 조타 입력

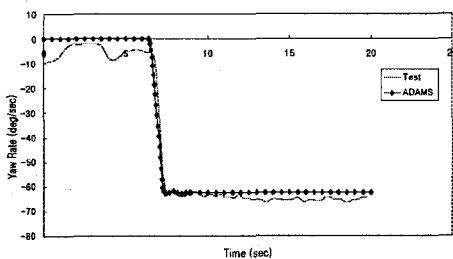


Fig.20 J-turn시 요레이트 변화

4.4 Slalom

슬라럼 시험은 코스 규제에 의한 페루프 테스트이며 시험법은 JASO에 규정되어 있다. 시험은 파일론을 라인상에 등 간격으로 설정하고 일정 차속으로 통과하였을 때의 각 특성값을 측정한다. JASO에서는 파일론 간격(표지 간격)은 승용차의 경우 30 m, 통과 기준 차속은 65km/h로 정하고

있다. 또 한계성을 평가하기 위해서는 슬라럼 주행 가능한 최대 차속(통과시간)을 측정하는 경우도 있다. Tabl.3은 슬라럼 주행 시 실험조건이며, 아래의 Fig.21은 슬라럼 주행 장면을 나타낸다.

Table.3 Slalom 실험 조건

항 목	조 건
횃 수	각 2회
속 도	30, 50 km/h
파일론 간격	30m
파일론 개수	8개
부 가 하 중	700 kg

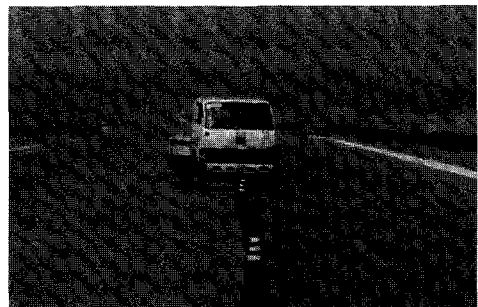


Fig.21 슬라럼 주행 실차 시험 장면

Fig.22는 슬라럼 주행 시 요레이트의 변화를 나타낸 것이며, Fig.23은 롤레이트의 변화를 나타낸 것이다. 아래의 두 그림을 살펴보면 비교적 실험값과 시뮬레이션 값이 일치함을 알 수 있다.

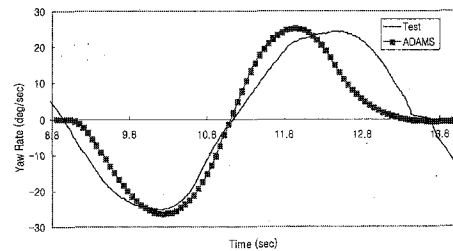


Fig.22 슬라럼 주행 시 요레이트의 변화

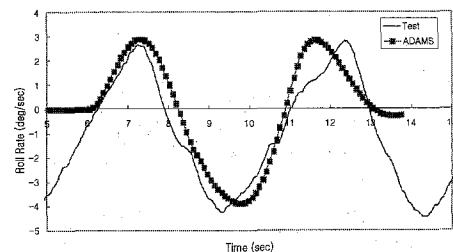


Fig.23 슬라럼 주행 시 롤레이트의 변화

5. 결론

본 연구에서는 공기스프링 현가장치의 동특성을 해석하기 위하여 공기스프링과 높이 조절장치에 대한 수학적인 모델을 제시하고, 공기스프링 모델을 이용하여 ADAMS로 전차량을 모델링하여 차량에 대한 시뮬레이션을 수행하고, 실제 차량에 대한 실차 시험과 결과 비교를 통하여 검증하였다. 주요 결과 및 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 공기스프링과 레벨링 장치에 대한 모델을 제시하고, 공기스프링 모델을 이용하여 전차량 모델을 구성하였다.
- 2) 공기스프링 현가 장치의 응답성 확인을 통해 승차감 향상이 이루어졌음을 알 수 있었다.
- 3) 부가하중에 상관없이 일정한 고유진동수를 유지함으로써 인하여 승차감이 안정되었음을 알 수 있었다.
- 4) 실차 테스트를 통해 공기스프링 현가장치 모델에 대해 검증하였다.

개발(1):실차 성능실험 및 구성”,
한국자동차공학회논문집 제2권 2호, pp.83~94
1994

- [9] “Spring Design Manual”, SAE International, pp.275~308, 01996
- [10]. D.McCloy, H.R.Martin, “Control of Fluid Power, Ellis Horwood”, pp.78~86, 1980
- [11] H.-P.Willumeit, 박보용, “차량역학”, pp.99~102, 1997
- [12] Thomas D. Gillespie, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, pp.125~193, 1992

참 고 문 헌

- [1] D.cho and J.k. Herdick, “Pneumatic Actuators for Vehicle Active Suspension Applications”, Transactions of the ASME, vol.107, March 1985, pp.67-72
- [2] 정 준채 외 2명, “상용 차량용 능동/반능동 현가시스템 제어”, 한국자동차학회, 1권, pp. 466-471, 1996
- [3] 박 혁성 외 2명, “차량현가계용 가변 공기스프링”, 한국자동차공학회, 1권, pp. 878-883, 1998
- [4] 탁태오, 김금철, “상용차용 공기스프링 현가장치에 관한 연구”, 한국자동차 공학회
- [5]. 田中祐二, “자동높이 조절 밸브의 구조와 특성”, 유공압기술, pp.10~15, 1997
- [6]. 홍예선, “자동차용 유압제어밸브의 기본구성 및 작동방식”, 자동차공학회지 제13권 6호, pp.30~38, 1991
- [7]. 황요하, 홍예선, 김동윤, 김영범, 심재진, “승용차용 능동제어식 현가시스템의 개발(1):실험차량의 구성”, 한국자동차공학회논문집 제2권 2호, pp.73~82. 1994
- [8]. 황요하, 홍예선, 김동윤, 김영범, 심재진, “승용차용 능동제어식 현가시스템의