

공기스프링 현가장치 성능해석 Analysis of rear suspension using airspring

탁 태 오* 김 금 철**

Tak, tae-oh Kim, kum-chul

Abstract

This paper presents a method for evaluating the performance of a leaf spring suspension and an air spring suspension systems for trucks in terms of ride and handling. Leaf springs, which generally have non-linear progressive force-deflection characteristics, are modeled using beam and contact elements. The leaf spring analysis model shows good correlation with experimental results. Each component of an air spring suspension system, which is a single leaf, air spring, height control valve, compressor and linkages, is modeled appropriately. Non-linear characteristics of air spring are accounted for using the measured data, and pressure and volume relations for height control system is also considered. The wheel rate of the air suspension is taken lower but roll stiffness is taken higher than those of leaf springs to improve ride and handling performance, which is verified through driving simulations.

키워드: 공기스프링 현가장치, 겹판스프링, 차고조절밸브, 롤강성, 휠레이트

Keywords: *airspring suspension, multi leaf spring, height leveling valve*

roll stiffness, wheel rate

1. 서 론

현재 일반 승용차 현가장치의 경우 승차감이나 조종안정성에 유리한 맥퍼슨 형식이나 더블위시본 형식의 독립현가장치가 널리 사용되고 있다. 반면에 버스나 트럭과 같은 대형차량의 경우에는 현가장치 구조의 단순함과 큰 하중을 지탱할 수 있는 장점으로 겹판스프링(Multi Leaf Spring)을 사용한 현가장치가 널리 사용되고 있다. 그러나 미소 진동시 판과 판사이의 마찰력으로 차량의 승차감이 나빠지는 단점이 있다. 이러한 단점을 보완하기 위한 개선책으로 공기스프링 현가장치(Airspring Suspension)을 사용하게 되었다.

공기스프링 현가장치는 낮은 스프링 상수를 가지고 있으므로 승차감 향상에 유리하며 차고조절장치를 사용하면 일정한 차고를 유지할 수 있어 차량의 동특성을 개선시킬 수 있다. 하지만 낮은 스프링 상수때문에 롤링(Rolling)이나 피칭(Pitching)이 일어나기 쉽고, 차륜에 작용하는 제동력이나 구동력, 횡력등을 차체에 전달하는 역할을 하지 못하므로 별도의 링크 설계가 필요하다.

J.K. Hedrick은 공기스프링을 이용한 능동 현가장치 시스템에 대한 연구에서 공기스프링에 대한 상세한 모델링을 수행한 바 있다[1]. 또한 정준채 외2명은 대형 상용차용 현가 시스템의 제어에 대한 연구에서 능동/반능동 현가장치를 구현하기 위한 제어기법을 연구하였다[2]. Jian Song은 동력학 범용프로그램 ADAMS의 Beam 요소를 이용한 판스프링 모델에 대한 동적 특성을 연구하였으며, 모델에 대한 충분한 신뢰성이 있음을 보였다[3]. 또한 박태원 외4명은 유한요소 해석 프로그램으로부터 겹판스프링을 등가의 강성 행렬로 모델링하는 기법을 개발하였다[4].

* 강원대학교 기계메카트로닉스공학부 교수,공학박사

** 강원대학교 기계메카트로닉스 대학원 석사과정

본 연구에서는 기본모델 차량을 선정하여 전륜 및 후륜 판스프링의 모델을 ADAMS/Beam 요소를 사용하여 구현하였고, 판스프링의 단순 모델링 방법을 소개하였다. 그리고 공기스프링 차량에서는 차고 조절 밸브(Height Leveling Valve)를 포함한 공기스프링에 대한 모델을 연구하고 기본 모델차량의 정적 설계인자를 기준으로 공기스프링용 판스프링 설계하였다. 판스프링 설계에서는 최철의 1명이 제안한 초기 현가장치 단품 강도해석시 고려되는 최악 운전 조건의 하중모드에 따라 강도해석을 수행하였다[5].

차량성능해석에서는 두 모델에 대한 롤강성 및 휠 레이트해석을 수행하여 설계차량의 특성을 비교하였다. 마지막으로 두 차량에 대한 범프 테스트를 통한 차량의 승차감을 해석하였다.

주행 시험에서는 범프테스트, 정상원선회, 차선변경을 수행하여 차량의 동적 특성을 비교 평가하였다.

2. 기본차량 모델

Fig. 1은 기본차량 모델의 Progressive형 립스프링으로 스프링 상수가 비선형적인 특징을 갖는다. 이러한 특성을 ADAMS에서 구현하기 위하여 Timoshenko beam이론에 따른 빔 요소를 판당 6개로 나누어 모델링하였고, 구대구 접촉을 사용하여 접촉면을 구현하였다. 그리고 판과 판사이의 Inplane 구속조건을 사용하였다. 판스프링에 대한 하중과 변위량에 대해서 ADAMS 모델과 실험데이터를 비교한 결과 Fig. 2와 같이 잘 일치하였다.

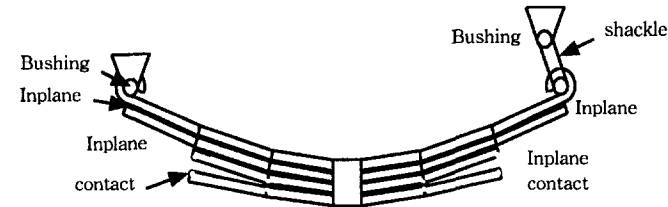


Fig. 1 Progressive Leaf Spring Model

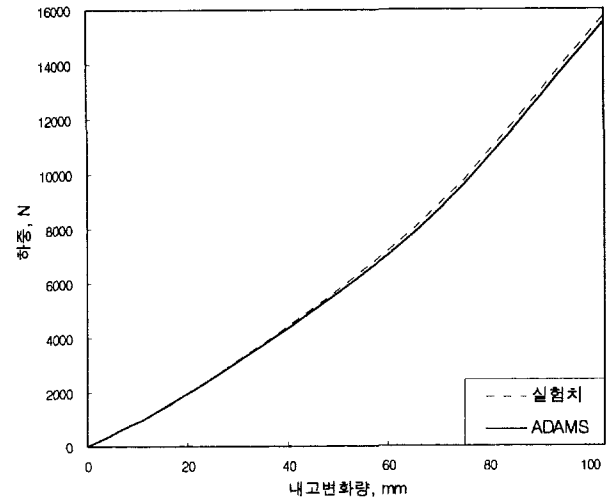


Fig. 2 Load and Deflection

한편, 빔(Beam)요소를 사용하여 판스프링을 모델링하면 전륜 판스프링의 경우 자유도가 155개로 증가하여 해석하는데 어려움이 있다. 그러므로 좀 더 효율적으로 해석하기 위하여 단순 립스프링에 대한 모델을 가정하였다. Fig. 3처럼 휠센터의 궤적을 링크로 안내하고 두 개의 스프링으로 판스프링을 구현하였고 링크와 프레임은 부싱으로 연결하였다. 고려 중인 차량 모델들의 전륜들은 단순화시킨 립스프링으로 모델링하였다.

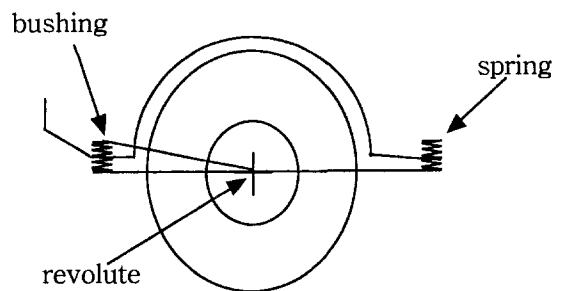


Fig. 3 Front Leaf Spring Model

3. 공기스프링 및 레벨링장치 모델

Fig. 4처럼 공기스프링 현가장치는 공기주머니, 피스톤, 차고조절 밸브, 압축기 등으로 구성된다. 기본적으로 가스의 압축성을 이용하여 하중을 지지하는 원리이며 하중 지지능력은 식(1)처럼 스프링력을 내부 압력으로 나눈 상당면적에 의해 결정된다. 상당면적은 공기스프링의 피스톤 형상에 따라 다르

며, 공기스프링의 높이 변화량에 따라 결정된다.

$$F_s = A_e \times P_g \quad (1)$$

여기서, F_s = 스프링력

A_e = 상당면적(Effective Area)

P_g = 공기스프링 내부 압력

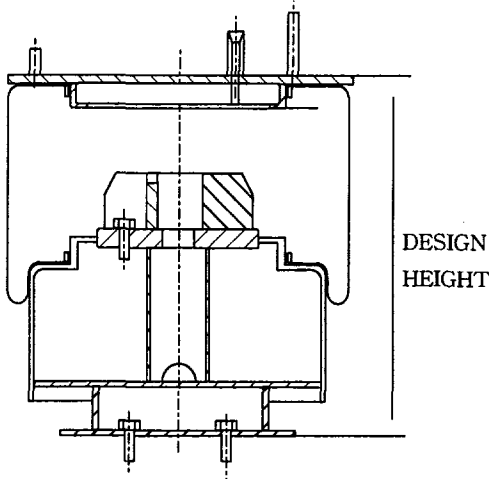


Fig. 4 Rolling Lobe Type Airspring

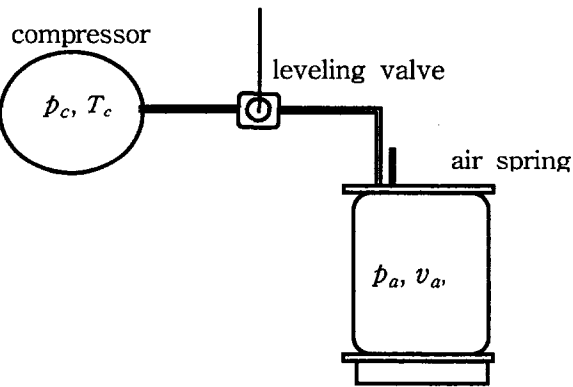


Fig. 5 Height Leveling System

동적인 상태에서 공기스프링 내부 상태를 이상기체에 대한 등엔트로피 과정으로 가정할 때 공기스프링 내부 상태는 관계식 $Pv^k = const$ 로 표현할 수 있다 [5]. 그리고 질량 유동량과 에어스프링 높이 변화에 따른 공기스프링 내부 압력은 공기스프링 벽면의 강성을 고려하지 않는다는 가정하에 다음 식(5)와 같이 표현된다[1].

$Pv^k = const$ 식을 시간 t에 대하여 미분하면,

$$v^k \frac{dp}{dt} + kp v^{k-1} \frac{dv}{dt} = 0$$

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{kp}{v} \frac{dv}{dt}, \quad v = \frac{V}{m}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d(\frac{V}{m})}{dt} = \frac{1}{m} \frac{dV}{dt} - \frac{v}{m} \frac{dm}{dt}$$

이를 정리하면,

$$\frac{dp}{dt} = \frac{kp}{m} \frac{dm}{dt} - \frac{kp}{V} \frac{dV}{dt} \quad (2)$$

식(2)에서 질량 m은 이상기체 방정식으로부터

$$m = \frac{pV}{RT} \quad (3)$$

식(3)에서 온도 T에 대하여 계산하기 위하여 다음과 같은 관계식을 사용하여 구한다.

$$T = T_o \left(\frac{p}{p_o}\right)^{(k-1)/k} \quad (4)$$

여기서, T_o = 이전 상태에서의 공기스프링 온도

p_o = 이전 상태에서의 공기스프링 압력

식(2), (3), (4)을 정리하면 공기스프링 내부의 압력식은 다음과 같다.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{kRT_o}{V} \left(\frac{p}{p_o}\right)^{(k-1)/k} \frac{dm}{dt} - \frac{kp}{V} \frac{dV}{dt} \quad (5)$$

여기서, p = 공기스프링 내부 압력

V = 공기스프링 내부 체적

m = 출입 질량

k = 비열비

R = 공기의 기체상수

식(5)에서 차고조절밸브를 통과하는 질량유동량 $\frac{dm}{dt}$ 은 다음식 (6),(7)처럼 실험식으로 표현할 수 있다 [1][7].

Case 1. $\frac{p_a}{p_c} < 0.528$

$$\frac{dm}{dt} = 0.532 A_e \frac{P_a}{\sqrt{T_a}} \quad (6)$$

Case 2. $\frac{p_a}{p_c} \geq 0.528$

$$\frac{dm}{dt} = 2.06 A_e \frac{p_a}{\sqrt{T_a}} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_c} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (7)$$

여기서, P_c, T_c = 각각 압축기 압력, 온도
 P_a, T_a = 각각 공기스프링 압력, 온도

식(6), (7)에서 밸브의 상당면적은 밸브형식에 따라 실험적으로 계산하여야 한다. 공기스프링에 대한 정적특성 곡선을 Fig. 6에 나타내었다.

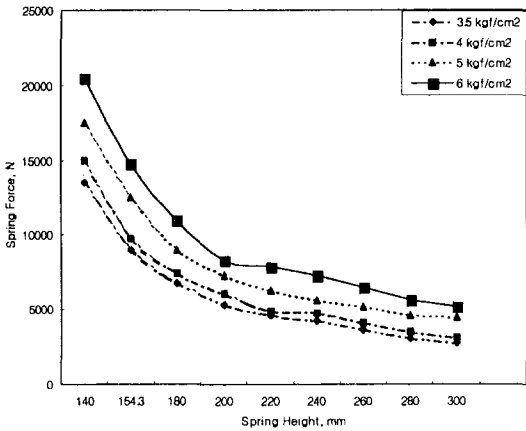


Fig. 6 Static Airspring Characteristics

공기스프링은 설정된 높이를 일정하게 유지하기 위하여 압축기로부터 공기를 유입하거나 공기스프링으로부터 공기를 대기 중으로 배출시킴으로써 일정한 차고를 유지한다. 이를 위하여 레벨링 밸브를 액슬(Axle)에 부착하여 차고가 변함에 따라 밸브 개폐를 레바의 회전 변위로 조절하도록 하였다.

본 연구에서는 Fig. 7처럼 $\pm 2^\circ$ 에서는 작동하지 않는 Dead angle을 갖고 있고, 6.3 Bar에서 최대 유입량 84 l/min, 최대 배출량 95 l/min인 밸브를 사용하였다.

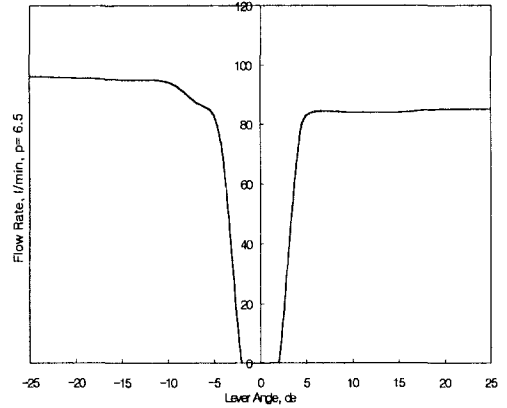


Fig. 7 Leveling valve characteristics

4. 현가장치 단품 설계를 위한 운전모드

4.1 Pot hole brake mode

주행 중 노면 상에 움푹 패인 곳(Pot hole)을 발견하여 급제동을 걸었으나 양쪽 타이어가 빠지는 상황을 구현한다. 먼저, 하중 이동량은 Fig. 8과 같은 Half car로 생각하면 다음과 같이 계산된다. 그런 후 타이어 입력하중을 Fig. 9와 같이 적용시켰다.

하중이동량 $W_{transfer}$ 및 타이어 입력하중(g 단위)계산:

$$\sum M_A = \frac{W}{2} h - W_{transfer} L = 0$$

$$W_{transfer} = \frac{Wh}{2l} = \frac{2883[kgf] \times 540[mm]}{2 \times 2500[mm]} = 311 [kgf]$$

$$1g = W_{rear} + W_{transfer} = \frac{1598}{2} + 311 = 1110 [kgf]$$

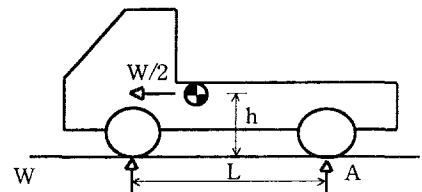


Fig. 8 pot hole brake

ADAMS 구현 방법:

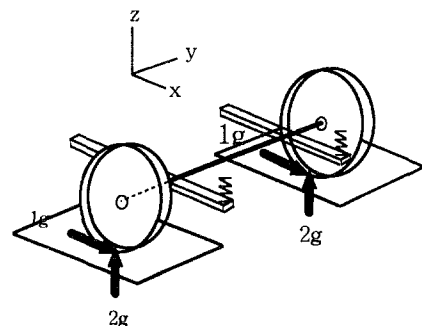


Fig. 9 Pot Hole brake mode simulation

4.2 Lateral curb strike mode

차량이 급선회 할 때 둔턱(Curb)을 만나서 타이어의 측면이 둔턱을 올라타는 상황을 시뮬레이션한다. 하중 이동량은 Fig. 10처럼 차량의 트레드(Tread)에 반비례하고 무게중심 높이(h)에 비례한다. 계산한 결과를 Fig. 11과 같이 타이어 접지점에 집중하중으로 가하여 하중해석을 수행하였다.

하중이동량 $W_{transfer}$ 및 타이어 입력하중(g 단위)계산:

$$W_{transfer} = \frac{2W_{rr} h}{t} = \frac{2 \times 799 \times 540}{1400} = 616 \text{ [kgf]}$$

$$1g = W_{rr} + W_{transfer} = 799 + 616 = 1415 \text{ [kgf]}$$

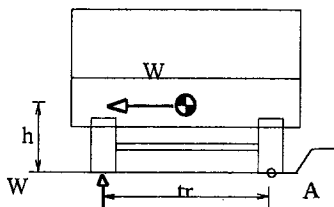


Fig. 10 lateral curb strike

ADAMS 구현 방법:

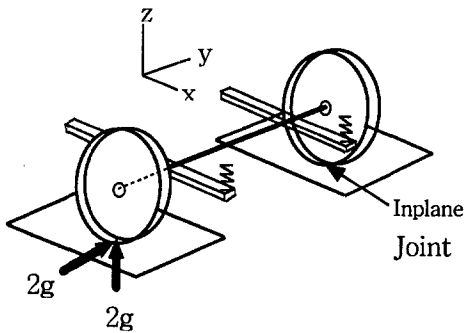


Fig. 11 Lateral curb strike mode simulation

4.3 Ultimate vertical mode

주행 중 둔턱(Bump)을 만난 후 양쪽 타이어가 동시에 지면에 떨어지는 상황을 나타낸 모드이다. 이 모드에 대해서는 하중 이동량은 없으며 타이어 접지점에 수직방향으로 축중의 2배를 가하는 하중해석을 수행한다. Fig. 12와 같이 일반적으로 버스나 트럭과 같은 차량의 경우 100 ~ 200 mm 높이에서 떨어지더라도 현가장치가 견딜 수 있게 설계한다. Fig. 13은 하중 적용방법을 나타낸다.

정적 축하중에 상응하는 하중(1g)은 다음과 같다.

$$1g = W_{rr} = 799 \text{ [kgf]}$$

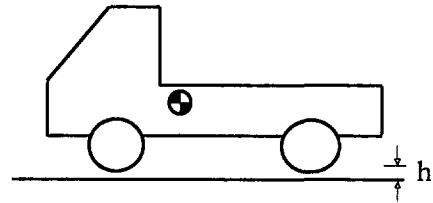


Fig. 12 Ultimate vertical mode

ADAMS 구현 방법 :

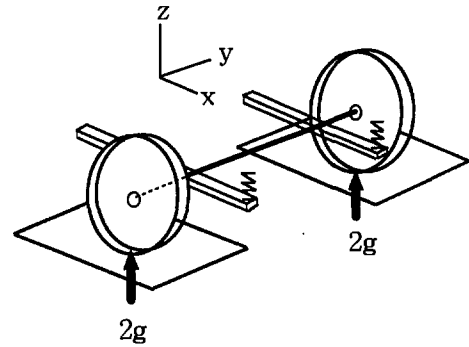


Fig. 13 Ultimate vertical mode simulation

5. 하중해석 및 강도해석

최악 운전조건으로 가정한 세 가지 모드에 대하여 각 조인트 및 부싱에 작용하는 반력을 각각 구하였다. 이렇게 구한 결과는 립스프링에 대한 강도 해석할 때 하중조건으로 사용하였다. 그리고 아이(Eye)부의 부싱에 작용하는 힘은 행거 브라켓 설계시 하중조건으로 사용하였다.

최 최 외 1명이 제안한 사시 설계시 강도 설계를 위한 하중조건에서 수직방향으로 축중에 3배를 가하였으나 여기서는 축중의 2배로 하였다. 또한 시뮬레이션 동안 공기스프링의 밸브 작동은 없는 것으로 가정하였고 공기스프링 내부는 초기 3.8 kgf/cm²의 압력으로 셋팅된 것으로 가정하였다.

Fig. 14는 외부 하중에 대한 각 조인트, 부싱 및 공기스프링에 발생하는 반력 계산 위치를 나타내었다.

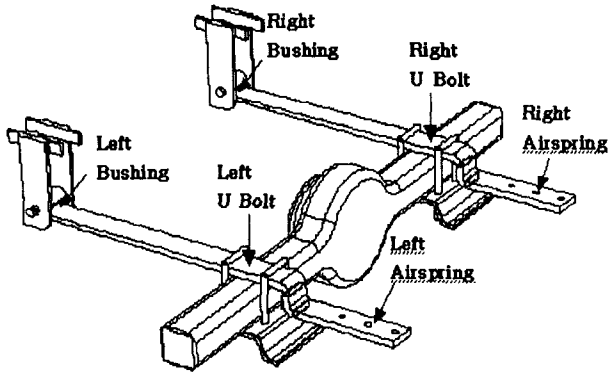


Fig. 14 Reaction force

Table 1은 Ultimate vertical mode에 대한 하중해석 결과이다. 공기스프링에 -1140 kgf의 수직하중이 작용하였으며 액슬과 판스프링을 서로 결속시키는 U볼트에는 수직방향으로 최대 1590 kgf의 하중이 작용하였다.

Table 2는 Pot hole brake mode에 대한 반력계산 결과이다. 공기스프링에 -1684 kgf의 수직하중이 작용하였고, U볼트에는 수직방향으로 2210 kgf의 하중이 작용하였다. 이 모드에서는 피봇 부싱에 x방향으로 하중이 크게 작용함을 알 수 있었다.

Table 3은 Lateral curb strike mode에 대한 반력계산 결과이다. 공기스프링에는 수직방향으로 -1140 kgf의 하중이 작용하였고, U볼트에는 수직방향으로 2055 kgf의 하중이 작용하였다. 이 모드에서는 피봇 부싱의 y 방향과 래터럴 바에 큰 하중이 작용하였다. 세가지 모드에 대하여 비교하여 보면 Lateral curb mode에 대한 반력계산 결과가 가장 크게 나타났다. 그러므로 행거 브라켓과 래터럴 바 설계할 때 하중 조건으로 Lateral curb mode에 대한 반력계산 결과를 사용하였다.

Fig. 15는 Lateral Curb Strike Mode에 대한 Von Mises 응력선도이며 Fig. 16은 행거 브라켓에 대한 응력 분포선도를 나타내었다. 최악조건에 대하여 항복강도 내로 응력이 발생함을 알 수 있었다.

Table 1. Ultimate vertical mode [kgf, kgf-m]

| 위치 | 힘성분 | F | | | T | | |
|-------|---------------|---------------|-----|-------|------|-----|-----|
| | | x | y | z | x | y | z |
| Left | Pivot Bushing | 130 | 4 | -442 | -0.2 | 1.3 | 0.1 |
| | U Bolt Joint | -90 | -5 | 1590 | 51 | 71 | 3.3 |
| | Air Spring | | | -1140 | | | - |
| | Watt Link | Left Brachet | 148 | -16 | 5 | 0 | 65 |
| Right | Pivot Bushing | 139 | 4 | -444 | -0.2 | 1.8 | 0.1 |
| | U Bolt Joint | -100 | -2 | 1590 | 51 | 67 | 0.1 |
| | Air Spring | | | -1136 | | | - |
| | Watt Link | Right Brachet | 148 | -16 | 5 | 0 | 65 |

Table 2. Pot hole brake mode [kgf, kgf-m]

| 위치 | 힘성분 | F | | | T | | |
|-------|---------------|---------------|------|-------|------|-----|------|
| | | x | y | z | x | y | z |
| Left | Pivot Bushing | -1271 | 8 | -517 | 0.1 | -2 | -0.6 |
| | U Bolt Joint | -1315 | 10 | 2210 | 75.4 | 258 | -4 |
| | Air Spring | | | -1684 | | | - |
| | Watt Link | Left Brachet | 276 | 19 | -6 | 0 | 112 |
| Right | Pivot Bushing | -1271 | 8 | -518 | 0.1 | -2 | 0.6 |
| | U Bolt Joint | -1284 | 2 | 2201 | -75 | 254 | -5 |
| | Air Spring | | | -1675 | | | - |
| | Watt Link | Right Brachet | -103 | 31 | 19 | 0 | -98 |

Table 3. Lateral curb strike mode [kgf, kgf-m]

| 위치 | 힘성분 | F | | | T | | |
|-------|---------------|---------------|------|-------|------|------|------|
| | | x | y | z | x | y | z |
| Left | Pivot Bushing | 992 | 470 | -503 | -38 | -2.5 | 30 |
| | U Bolt Joint | 847 | 175 | 2055 | -9.5 | 100 | -340 |
| | Air Spring | | | -1140 | | | - |
| | Watt Link | Left Brachet | 84 | 1744 | 349 | 0 | 86 |
| Right | Pivot Bushing | -535 | 475 | -235 | 45 | 0.8 | 53 |
| | U Bolt Joint | -537 | 385 | -871 | 67 | 41 | -250 |
| | Air Spring | | | -627 | | | - |
| | Watt Link | Right Brachet | -226 | -1645 | 326 | 0 | -96 |

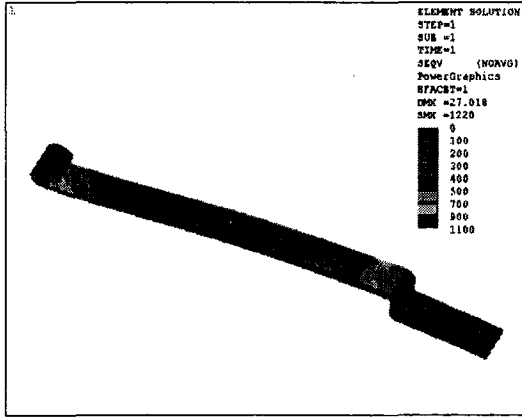


Fig. 15 Lateral strike curb mode

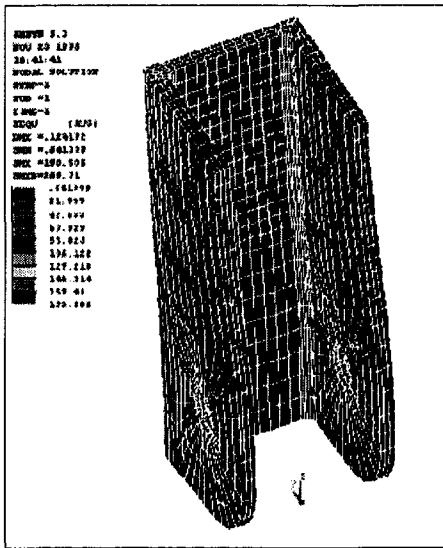


Fig. 16 Hanger brachet

적 특성을 보이거나 설계높이(Design height)에서 미소 운동을 가정하면 선형으로 가정할 수 있다. 여기서는 5.6 kgf/mm로 하여 휠레이트를 시뮬레이션을 통하여 계산하였다.

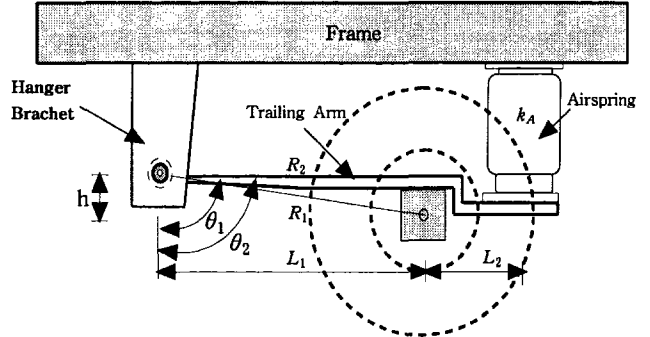


Fig. 17 Wheel rate calculation

롤강성(Roll stiffness)은 롤각 변화에 대한 롤 모멘트의 비로 정의되며, 롤센터와 함께 롤오버(Roll over)의 한계를 결정하는 중요한 인자중 하나이다. 롤강성이 큰 차량이 보다 롤오버가 더 잘 일어나지 않는다. 만약 판스프링을 단순한 수직방향으로의 스프링으로 고려한다면 롤강성은 다음 식(8)와 같이 나타낼 수 있으며 판과 판사이의 거리 S제곱에 비례하고, 수직방향 스프링상수에 비례한다.

$$k_{\phi} = \frac{1}{2} k_s S^2 \quad (8)$$

여기서, k_{ϕ} = 스프링 상하 방향에 의한 롤강성(N-m/deg)

k_s = 스프링상하 방향의 스프링상수(N/m)

S = 스프링간 거리(m)

6. 현가장치 성능해석

휠레이트(Wheel rate)는 휠 중심의 상하방향 단위 변위 당 작용하는 힘으로 정의하며 축과 차체가 상하 수직으로 연결된 경우에 상당하는 스프링상수로 생각할 수 있다. 본 연구의 휠레이트 관계식은 다음과 같다.

$$F_w = \frac{1}{L_1 R_1 \sin \theta_1} [k_{\theta} + k_A R_2 (L_1 + L_2) \sin \theta_2] X_w$$

$$= k_w X_w$$

Fig. 17에서 공기스프링의 스프링상수 k_a 는 비선형

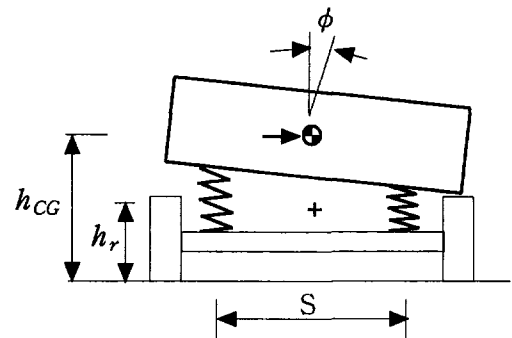


Fig. 18 Rolling motion of vehicle

Fig. 19, 20에 계산된 휠레이트와 롤강성을 나타냈

다.

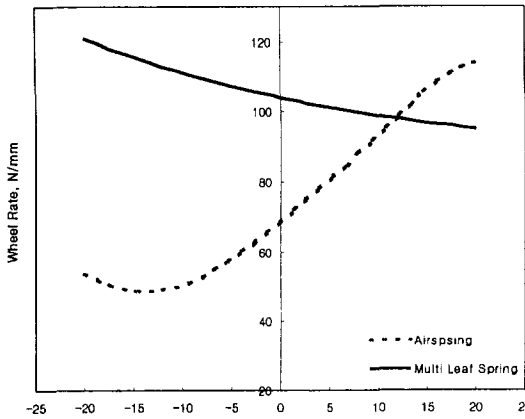


Fig. 19 Wheel rate

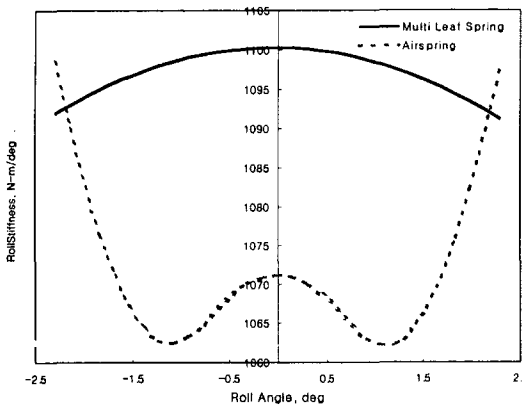


Fig. 20 Roll stiffness

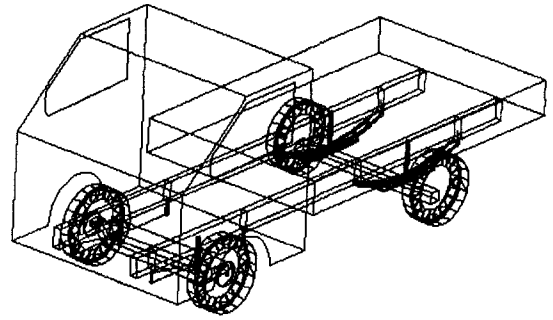


Fig. 21 Full vehicle model

Fig. 22는 공기스프링 현가장치에 대한 후륜 모델을 나타내었다. 겹판스프링을 사용한 차량 모델의 휠레이트 및 롤강성 해석을 수행한 후 그 성능과 유사한 특성을 갖도록 트레일링 암을 설계하였다. 현가장치는 2개의 자유도로서 수직방향 병진운동과 롤 운동을 가지고 있어야 한다. 여기서 고려 중인 현가장치의 롤에 대한 자유도는 트레일링 암의 비틀림으로 주어지도록 하였다. 또한 공기스프링은 횡방향에 대하여 하중을 받을 수 없으므로 별도의 링크를 사용하지 않는다면 타이어나부터 들어오는 횡하중은 행거 브라켓과 트레일링 암의 연결 부인 부싱에 집중되어진다. 횡하중을 분산시킬 수 있도록 와트 기구를 사용하였다. Fig. 23은 사용된 와트기구이다.

7. 주행시뮬레이션

7.1 전차량 모델

본 연구에서 고려한 차량에 대한 제원 적차시 총중량은 2883 kgf이고 전축중은 1285 kgf, 후축중은 1598 kgf이다. 차량 모델의 전륜에 사용한 현가장치는 겹판스프링 차량과 공기스프링 차량 모두 겹판스프링의 단순모델을 사용하였다. 그리고 후륜 현가장치는 기준 모델인 경우는 프로그레시브형(Progressive type) 판스프링을 사용하였다. Fig. 21은 겹판스프링 현가장치 차량에 대한 모델을 보여주고 있다. 타이어나 차량의 운동을 발생시키는 중요한 요소로써 노면으로부터 입력된 외부 가진력은 타이어나를 통하여 현가장치에 전달되고 현가장치에서 차량으로 전달되어진다. ADAMS에서는 타이어나 모델로 Delft, Fiala, Smithers, UA Tire 등이 제공된다. 여기서는 해석적 형태로 타이어나 특성을 사용하는 UA Tire를 사용하였다.

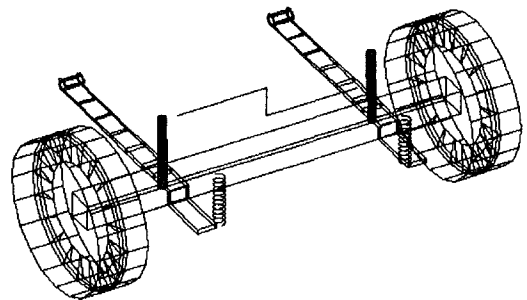


Fig. 22 Rear suspension using airspring

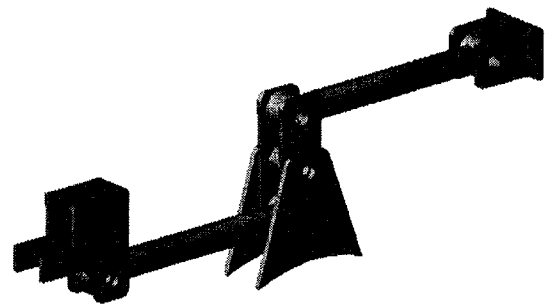


Fig. 23 Watt Mechanism

7.2 범프테스트

Fig. 24는 범프형상을 나타내며 Fig. 25는 두 차량에 대한 30 mm 범프 통과시 무게중심 점에서 계산된 수직방향 가속도를 나타냈다. 초기 전륜의 범프 통과시는 크게 차이는 없으며 후륜의 범프 통과시 연구 중인 공기스프링을 사용한 현가장치의 수직가속도의 크기가 다소 크게 나타났다. Fig. 26은 무게중심점에서의 수직변위에 대한 결과를 10, 30 mm 범프에 대하여 비교해 보았다.

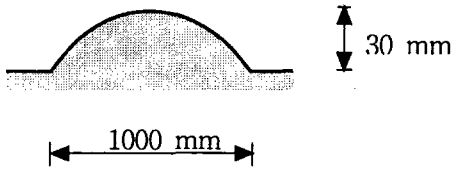


Fig. 24 Bump shape

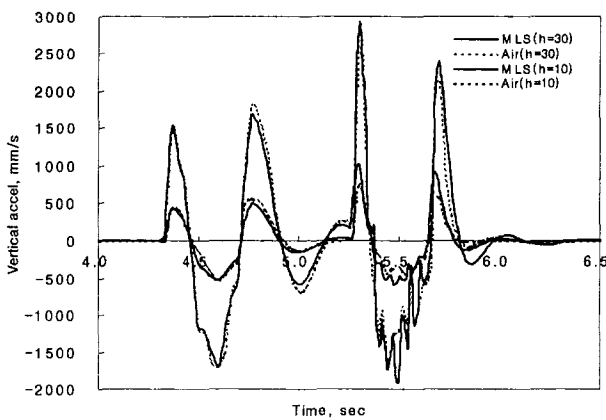


Fig. 25 Vertical acceleration at C.G

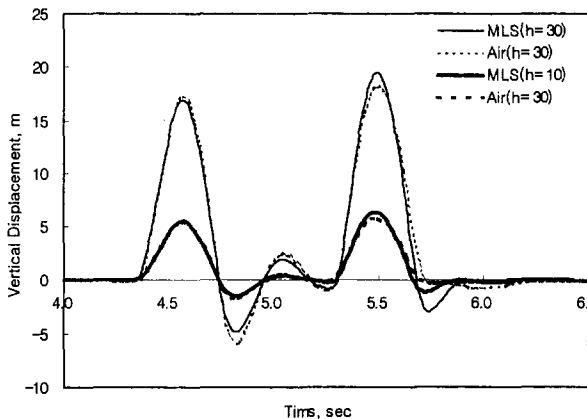


Fig. 26 Vertical displacement at C.G

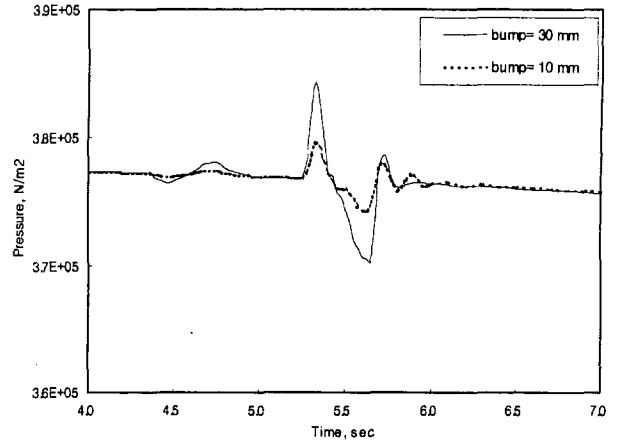


Fig. 27 Airspring pressure

7.3 정상원선회

정상원선회 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 다음과 같이 정의된다.

$$K = \frac{d\delta_f}{da_y} - \frac{d\delta_a}{da_y}$$

여기서, δ_a 는 애커만 조향각이고, a_y 는 횡가속도를 나타낸다. 정상원 선회를 수행하기 위하여 비례미분 제어하는 선형 피드백 보정 조타방법이다. 즉 경로오차에 대한 비례조작과 조향입력의 변화를 예측하는 미분동작, 오차의 누적에 대한 보정을 하는 적분동작을 나타내는 전달함수를 사용하여 경로제어를 수행한다. 전달함수는 다음과 같다.

$$G_c(S) = K_p + \frac{K_I}{S} + K_d S$$

$$K_p = 0.6 \times P_{cr}$$

$$K_I = 1.2 \times \frac{K_{cr}}{P_{cr}}$$

$$K_d = 0.075 \times K_{cr} \times P_{cr}$$

각 비례계수는 작은 값부터 시작하여 경로오차가 수렴되는 값을 정하고 수렴된 후의 경로오차의 시간에

대한 임계주기를 구한다. 구해진 비례계수와 임계주기를 지글러-니콜스 법칙(Ziegler-Nichols rules)를 적용하여 각 계수를 구한다. Table 4에 PID 계수를 구하기 위한 각 계수값이다.

Table 4. Coefficient for tuning rule of Ziegler-Nichols

| 제어기 | K_p | T_i | T_d |
|-----|---------------|----------------|----------------|
| P | $0.5 K_{cr}$ | ∞ | 0 |
| PI | $0.45 K_{cr}$ | $1/1.2 P_{cr}$ | 0 |
| PID | $0.6 K_{cr}$ | $0.5 P_{cr}$ | $0.125 P_{cr}$ |

Fig. 28은 PID 제어기로 차량을 20 km부터 80km까지 가속하면서 선회한 차량 궤적을 나타낸다. 비례계수 K_p 는 3.5, 임계주기는 35초였으며 Table. 5로부터 필요한 계수를 구할 수 있다.

PID 제어를 두 차량에 적용하여 가속정상원 선회를 수행할 때 경로 오차에 대한 결과를 Fig. 29에 나타냈다. 결과로부터 공기스프링 차량이 겹판스프링 차량에 대해 상대적으로 주어진 경로에 더 잘 수렴하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 30은 두 차량의 언더스티어 그래디언트 계수를 비교한 결과이며 공기스프링 차량이 겹판스프링 차량에 비하여 상대적으로 더 언더스티어 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

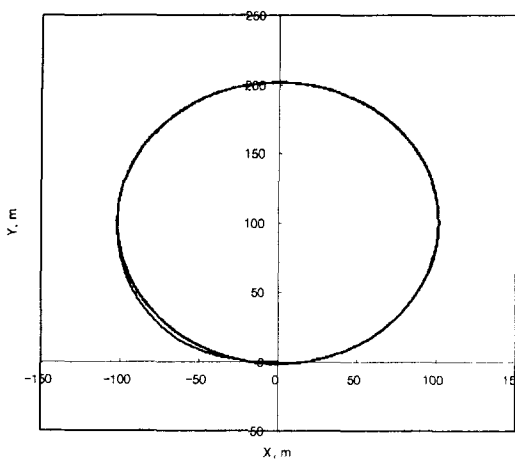


Fig. 28 Steady State Cornering

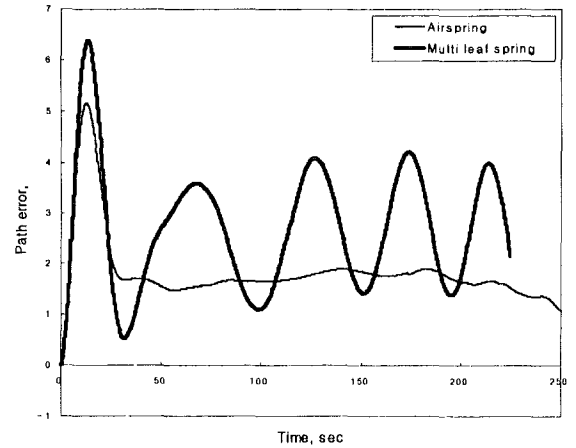


Fig. 29 Convergence of path error

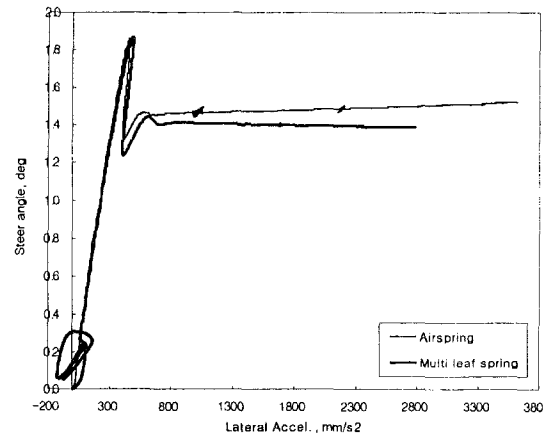


Fig. 30 Understeer gradient

7.4 차선 변경

이 시험은 스텝이나 램프 입력과 같은 과도 응답시험이며, 실제 도로에서 차선 변경시와 유사한 조향입력을 가한 후, 횡가속도의 영역에서 차량의 과도상태반응을 살펴거나 차량거동의 선형성을 결정할 때 유용하다. 횡가속도는 조향입력에 대한 첫 번째 피크 값으로 나타내며, 요레이트는 조향입력에 대한 요우 속도의 첫 번째 피크 값을 나타낸다. 횡가속도 계인이란 단위 핸들 조향각 입력에 대한 횡가속도의 크기를 나타내며, 요레이트 계인은 단위 핸들조향각 입력에 대한 요레이트의 크기로 정의한다.

Fig. 31은 두 차량의 주행특성으로 횡가속도(Lateral acceleration), 요우레이트(Yaw rate), 롤레이트(Roll rate)를 비교하기 위하여 40, 60 km/hr의 속력에서 입력한 조향 입력을 나타낸다. Fig. 32, 33, 34는 각각 횡가속도와 요우레이트, 롤레이트에 대한 결과이다.

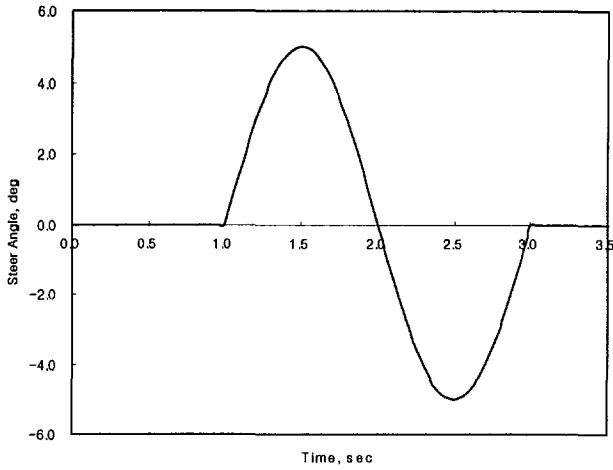


Fig. 31 Input steering angle

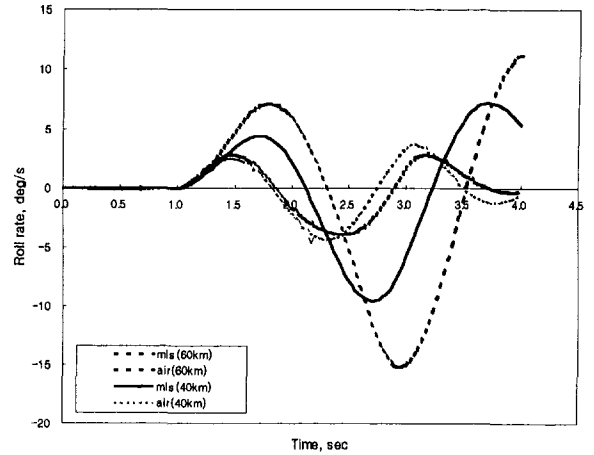


Fig. 34 Roll rate

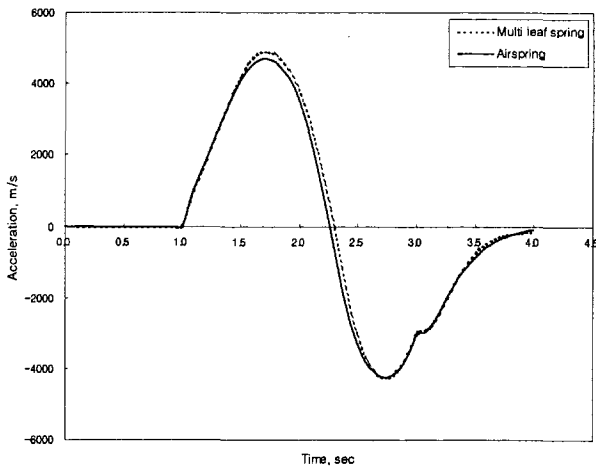


Fig. 32 Lateral acceleration

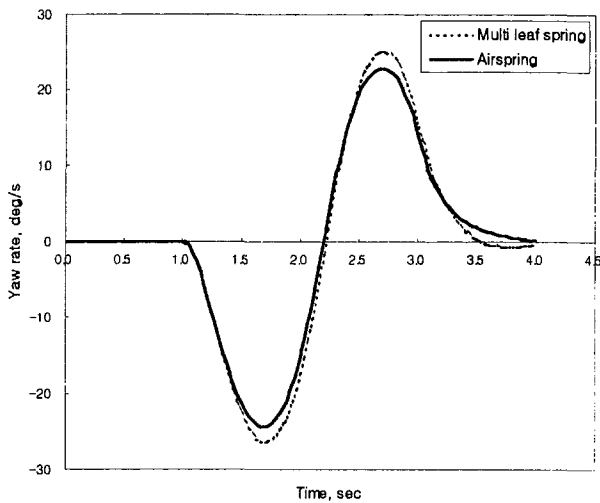


Fig. 33 Yaw rate

8. 결론

본 연구에서는 상용차용 공기스프링 현가장치와 겹판스프링 현가장치를 모델링하여 차량의 정적특성과 동적 특성을 해석하여 보았다. 겹판스프링 현가장치를 모델링하고 공기스프링에 대한 모델을 제시하였다. 또한 공기스프링 현가장치 단품설계를 위한 운전모드를 설정하여 현가장치를 구성하는 단품들에 대한 하중해석 및 강도해석을 수행하였다. 설계된 현가장치를 겹판스프링 현가장치와 정적해석을 수행하여 차량 성능을 비교평가 하였으며 주행 시뮬레이션을 통하여 두 차량의 운동성능을 비교하여 보았다. 주행 시뮬레이션 결과를 다음과 같이 정리하였다.

1. 공기스프링 현가장치의 횡방향 하중을 와트 링크 장치를 사용하여 지지 할 수 있었다.
2. 범프 통과시 공기스프링 차량이 판스프링 차량과 비교하여 작은 수직방향 가속도를 얻을 수 있었다.
3. 정상원선회 시험결과 겹판스프링 차량보다 공기스프링 차량이 더 언더스티어 경향을 나타냈다.
4. 차선 변경 시험결과로부터 공기스프링 차량이 보다 플레이트가 작게 나타났다.
5. 초기 샤시 설계를 위하여 운전모드를 설정함으로써 현가장치에 대한 하중 전달과정을 알 수

있었고, 이로부터 현가장치를 구성하는 단품들의 초기 형상과 강도해석을 수행할 수 있었다.

참고 문헌

- [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] Song,J.Maruyama Y.,"Dynamic Characteristics of Leaf Spring by Adams Softwere", 일본스프링논문집, vol.38, pp. 31-36, 1993
- [4] 박 태원 외 2명, " 소형버스의 동역학 해석을 위한 판스프링 모델링기법개발", 한국자동차공학회, 1권, pp. 460-466, 1996
- [5] 박 혁성 외 2명, " 차량현가계용 가변 공기스프링", 한국자동차공학회,1권, pp. 878-883, 1998
- [6] 최 천, 배 경일, "차량초기 개발의 사시 단품 강도해석", 대한기계학회,제36권 제9호,pp876-885, 1996
- [7] Willian Z, Black , James G, Hemtley, "Thermodynamics ", Harper Collins, pp.251-254,1991
- [8] D.McClay, H.R. Marfin, "Control of Fluid Power", Ellis horwood, pp.78-81, 1980
- [9] SAE, "Spring Design Manual", pp. 225-227
- [10] 최 재민, "조정안정성 시험을 위한 조향 및 운전자모델", 자동차공학회, 제2권, pp.788-803, 1998
- [11] MDI, ADAMS User's Manual