

현가장치에서의 공기스프링과 겹판스프링의 최적 조합방법 연구

최 선 준,* 권 혁 흥,** 최 재 찬***

A Study on the Optimal Combination of Leaf and Air Spring for the Suspension

Sun-Jun Choi,* Hyuk-Hong Kwon** and Jae-Chan Choi***

ABSTRACT

Many kind of springs are used in the suspension of automotive vehicles and among these the leaf spring and the air spring are included. These two springs have not been generally used together in one suspension, but recently the automotive models which use these two springs together increase. This reason is due to the merit of the combination of two type springs. The merits are two. One is the character of air spring, that is, the natural frequency of system is constant in spite of variable weight. The other is the character of leaf spring, that is, the suspension mechanism is simple. The combination spring is used in medium size and special purpose bus.

In this paper, we formulate the condition which the leaf spring must satisfy to be optimal design in the combination spring. And experiment is performed to prove the theory. The results are that the combination spring is better than leaf spring in the ride, and that the proposed theory is good for the combination spring design.

Key Words : Leaf Spring(겹판스프링), Air Spring(공기스프링), Combination Spring(조합스프링), Initial Deflection of Leaf Spring(겹판스프링 초기변위), Natural Frequency(고유진동수)

1. 서 론

스프링은 금속, 고무, 플라스틱, 공기 등의 재료가 가지는 성질을 이용하여 보다 유효한 형태의 탄생, 에너지 흡수, 진동 및 충격완화 등을 목적으로 하는 필요

한 형상으로 제작된 기계요소로서 기계 완제품을 구성하는 중요한 기본 부품이다. 스프링의 종류를 살펴보면, 코일스프링, 판스프링, 토손-바스프링, 스파이럴스프링, 볼류우트스프링, 접시스프링, 선세공스프링, 공기스프링 등이 있으며, 스프링의 사용이 증가함에 따라

* 대원강업(주) 대원기술연구소
 ** 대전대학교 기계설계공학과
 *** 부산대학교 기계설계공학과

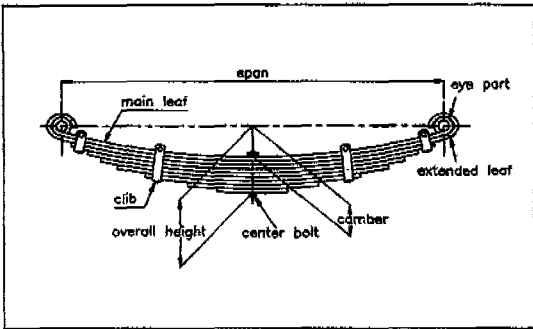


Fig. 1 The shape of the leaf spring

자동차, 선박, 정밀가기, 전자기기 등 완제품에 미치는 파급효과가 매우 크다.⁽¹⁾

특히 자동차의 현가장치용으로 많이 사용되는 겹판스프링, 공기스프링, 코일스프링 및 토손-바스프링 등은 노면으로부터의 진동을 절연하여 자동차 구조물을 보호하고 승객의 승차감을 향상시켜 궁극적으로 자동차의 속도증가를 도모하는 것이 주기능이다.

이 중에서도 겹판스프링은 동적 특성의 저하, 작동시 소음발생 문제 등의 단점에도 불구하고 스프링역활과 동시에 구조물로서 역할을 하므로 다른 스프링에서 필요한 별도의 링크장치 등이 필요없고 작동에 필요한 설치높이가 낮아도 되는 잇점이 있어 승차감이 크게 요구되지 않는 중형 이상의 버스 및 트럭에 가장 보편적으로 사용되고 있다. 대표적인 형상 및 용어는 Fig. 1과 같다.

겹판스프링에 대한 연구는 일찍부터 시작되어 많은 자료가 발표되었는데 그중에서 해석하는 방법은 기본가정에 따라 해석법이 나누어져 일본 스프링학회⁽²⁾에서는 겹판스프링의 판을 옆으로 펼친 2점지지 단순보로 근사시킬수 있다는 전개법을 개발했으며, Aoyama^(3,4)는 판과 판사이의 짧은 판의 끝부분에서만 접촉한다는 가정의 판단법을 개발하였고, SAE⁽⁵⁾는 겹판스프링 전체에 걸쳐 응력이 일정하게 분포되어 변형형상이 항상 전체길이에 대해 일정한 곡률이 유지가 된다는 등반경법을 개발하였다. 또, 해석을 위해 날장판을 여러 부분으로 나누고 각 부분을 강성체와 등가 스프링으로 모델링하여 메트릭스 계산한 Shimoseki⁽⁶⁾의 연구, 테이퍼 판스프링의 1차원적 동가해석을 시도한 Nigro⁽⁷⁾ 등의 연구가 있다.

최근에 와서는 유한요소법을 사용한 겹판스프링의 해석이 시도되고 있는데 Hamano⁽⁸⁾ 등이 날장판을 평면응력요소로, 판사이의 접촉을 유한요소법의 GAP 요소를 사용하여 해석하였다.

겹판스프링에서는 필연적으로 날장판사이에서 판간마찰이 발생하는데 이를 고려하기 위한 연구는 Chishima⁽⁹⁾ 등이 적은 변위에서의 판간마찰을 고려한 해석연구를 시작으로, 큰 변위에서의 판간마찰을 고려한 Chishima⁽¹⁰⁾의 연구, 동적응답성을 고려한 최적 판간마찰력의 크기에 대한 Chishima⁽¹¹⁾의 연구가 수행되었으며, 진동특성에 판간마찰이 어떤 영향을 미치는 지에 대한 Ota⁽¹²⁾의 연구, 판간마찰을 고려한 정적 유한요소 해석 방법을 Hamano⁽⁸⁾ 등이 연구하였다.

겹판스프링의 동적특성에 대해서는 Kato⁽¹³⁾에 의해 겹판스프링의 고유진동수 및 변형모드에 대한 연구가 있었으며, 자동차의 급발전 및 급제동시 발생하는 와인드업(windup)진동에 관해 Chishima⁽¹⁴⁾의 연구, Cebon⁽¹⁵⁾에 의한 노면에서 발생하는 광범위한 주파수의 진동에 따른 겹판스프링의 동적응답에 대한 연구, 최근의 상용 동적해석 전용유한요소 프로그램인 ADAMS에 의한 겹판스프링의 동적특성해석을 Song⁽¹⁶⁾ 등이 행하였다.

이외에도 하중의 증가에 따른 변형을 고려하여 비선형성을 포함한 해석방법을 제시한 Liu⁽¹⁷⁾의 연구, 트럭에 사용되는 일반적인 겹판스프링의 응력분포를 해석한 Aoyama⁽¹⁸⁾ 등의 연구, 대형트럭에 사용되는 겹판스프링의 경량화 방법을 설계, 제조 등 여러가지 방법론으로 접근한 BANE학회⁽¹⁹⁾의 연구, 피로수명에 대한 Aoyama,⁽²⁰⁾ Ota⁽²¹⁾ 등의 연구, 겹판스프링과 공기스프링의 장단점을 분석한 Komura⁽²²⁾의 연구, 비선형 특성의 판스프링 설계에 관한 Mikaila,⁽²³⁾ Rowland⁽²⁴⁾의 연구, 판간의 마찰력을 유압으로 조정하여 판스프링의 동적특성을 변화시켜 자동차 운행조건에 최적의 스프링특성을 부여하기 위한 Takadera⁽²⁵⁾의 연구가 있었다.

공기스프링은 공기의 탄성을 이용한 기체스프링의 한 종류로 차량의 하중변동에도 불구하고 차량의 고유진동수를 거의 일정하게 유지, 승차감을 향상시키며 또 높이 조정밸브(leveling valve)에 의해 차량의 높이를 일정하게 유지시켜준다. 이 기능으로 차량의 회전시 일반스프링보다 안전한 자세를 유지할수 있다.

또한 제한된 공간에서 하중지지 능력이 크며 쇠로 만든 스프링에 비해 주 부품이 섬유로 보강된 고무로 되어 있어 노면으로부터 전달되는 고주파진동의 절연이 매우 우수하고 별도의 공기배관에 의해 승강기 역할도 겸할 수 있다.

그러나 일반 자동차에 사용될수 있는 공기스프링 형상은 스프링의 수직방향을 제외한 앞뒤 좌우방향의 지

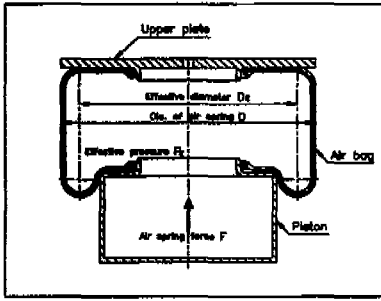


Fig. 2 The rolling lobe air spring

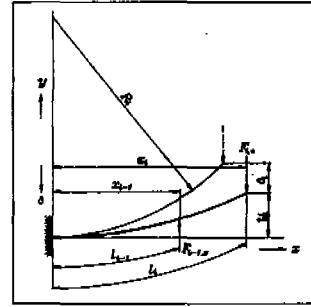


Fig. 3 The i^{th} leaf counted from the shortest leaf

지능력이 없으므로 이 방향으로의 스프링 지지를 위하여 트러스트 로드(trust rod) 등의 부가장치를 필요로 하고 있어 현가장치가 복잡해지는 단점이 있다.

공기스프링의 대표적인 형상 및 용어는 Fig. 2와 같다.

공기스프링에 대해서는 Hirtreiter⁽²⁶⁾가 그 원리 및 종류, 용어의 정의, 다른 종류의 스프링과 비교한 장단점 등 일반적인 사항을 정리하였으며, Thomas⁽²⁷⁾는 공기스프링의 원리로부터 스프링특성이 비선형적임을 이론적으로 보이고 이 비선형성이 현가장치의 스프링으로 사용될 때 얼마나 유용한지를 보여줌과 동시에 설계기법을 연구정리하였다. 실제 몇가지 모델의 승용차에 적용되었던 시스템의 소개 및 이때의 장단점 분석은 Huiki⁽²⁸⁾가 하였다. 공기스프링의 일반적인 특성인 비선형성과 히스테리시스 특성을 고려한 강제진동시의 거동에 대한 연구가 있었으며,⁽²⁹⁾ SAE 매뉴얼⁽³⁰⁾에는 공기스프링에 대한 용어, 종류, 장착방법, 간단한 이론 등이 기술되어 있다.

위에서 설명하였듯이 겹판스프링과 공기스프링은 서로 장단점을 가지고 있는데 공기스프링의 장점인 하중변동에도 불구하고 그 차량의 고유진동수와 높이를 일정하게 할수 있는 것과 겹판스프링의 장점인 현가장치의 구조를 간단하게 할수 있다는 것을 동시에 만족시키기 위하여 공기스프링과 겹판스프링의 조합설계를 한다.

이 조합된 스프링은 최근들어 중형버스나 방승차등 특장차에 많이 사용되고 있는데 본 논문에서는 겹판스프링과 공기스프링을 병렬로 연결하여 조합된 스프링이 현가장치에 사용될 때 공기스프링의 장점을 최대로 살릴수 있는 최적설계를 위해 두 종류의 스프링설계시 고려되어야 할 조건을 이론적으로 구해내고 이 이론적인 조건의 타당성을 증명하기 위해 실험을 행하였다.

2. 특성 계산식

2.1 겹판스프링

겹판스프링의 해석법으로는 판단법이 많이 사용되는데 판단법은 인접하는 스프링판으로의 힘의 전달이 판의 선단에서만 행해진다는 가정을 기초로 하는 계산방법으로 일반적인 겹판스프링의 특성 계산식으로 널리 사용되고 있으며, 실험치와 잘 일치하는 것으로 알려져 있다.

우선 n 개의 판으로 된 스프링에 대해서 최단의 판에서 주판까지를 $1, 2, \dots, n$ 로 하며 센타볼트를 중심으로 한쪽만 생각한다. i 번째의 스프링판을 고려할 때, 기본형상은 Fig. 3과 같고 센타볼트의 중심을 xy 좌표의 원점으로 한다.

또한, Fig. 4에서와 같이 고정단으로부터 어느 부분까지는 단면이 일정하고 ($0 < x < l_{i-1}$), 거기에서 자유단까지의 단면이 변화하는 ($l_{i-1} < x < l_i$) 일반적인 스프링을 고려할 때, 계산의 편의를 위해 매개변수를 도입할 수 있고 각 구간의 단면 2차모멘트 I_i, I_i' 다음과 같이 표현된다.

$$\xi = \frac{x - l_{i-1}}{l_i - l_{i-1}} \quad (1)$$

$$\frac{I_i'}{I_i} = f_i(1 - \xi) \quad (2)$$

여기에서, 매개변수 $f_i(1 - \xi)$ 는 이하에서 구할 수 있다.

2.1.1 변 위

자유단에 수직하중 F_i 가 작용할 때의 하중점의 변위 δ_i

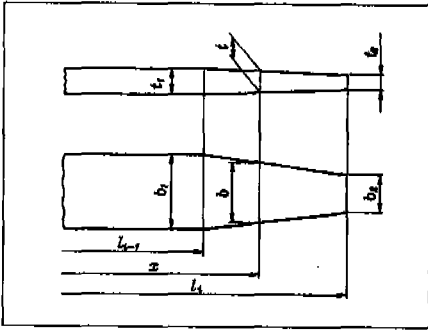


Fig. 4 The change of width and thickness in leaf spring

는 에너지법칙을 이용하여 다음식으로 부터 얻어진다.

$$\begin{aligned} \delta_i &= \frac{F_i}{EI_i} \int_0^{l_{i-1}} dx \int_0^x (l_i - \lambda) d\lambda + \frac{F_i}{E} \int_{l_{i-1}}^{l_i} dx \int_0^x \frac{(l_i - \lambda)}{I_i} d\lambda \\ &= \frac{F_i}{3EI_i} [l_i^3 - (l_i - l_{i-1})^3] + \frac{F_i}{EI_i} (l_i - l_{i-1})^3 \\ &\quad \int_0^1 d\xi \int_0^\xi \frac{1-\zeta}{f_i(1-\zeta)} d\zeta \\ &= F_i \frac{(l_i - l_{i-1})^3 Q_i + l_i^3}{3EI_i} \end{aligned} \quad (3)$$

여기에서,

$$Q_i = -1 + 3 \int_0^1 d\xi \int_0^\xi \frac{(1-\zeta)}{f_i(1-\zeta)} d\zeta \quad (4)$$

이고, Q_i 는 판단형상계수라고 불리는 것으로 두께비와 높이비의 관계를 나타낸다.

테파가공에 대해서는 접촉점으로 부터 자유단에 걸쳐서 판폭이 판두께와 더불어 직선적으로 변화하고 있는 것이 일반적이기 때문에 Fig. 4에서와 같이

$$\begin{aligned} b &= b_1 - (b_1 - b_2)(x - l_{i-1}) / (l_i - l_{i-1}) = b_1 - (b_1 - b_2)\xi \\ t &= t_1 - (t_1 - t_2)(x - l_{i-1}) / (l_i - l_{i-1}) = t_1 - (t_1 - t_2)\xi \end{aligned} \quad (5)$$

가 된다. 따라서

$$I_i = \frac{bt^3}{12} = \frac{b_1 t_1^3}{12} \left[1 - \left(1 - \frac{t_2}{t_1} \right) \xi \right]^3 \left[1 - \left(1 - \frac{b_2}{b_1} \right) \xi \right] \quad (6)$$

$$f_i(1-\xi) = \left[1 - \left(1 - \frac{t_2}{t_1} \right) \xi \right]^3 \left[1 - \left(1 - \frac{b_2}{b_1} \right) \xi \right] \quad (7)$$

이것을 식(4)에 대입하면, Q_i 가 b_2/b_1 과 t_2/t_1 의 관계로서 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} Q_i &= -1 + \frac{3[(t_2/t_1) - 3(b_2/b_1)]}{2[(t_2/t_1) - (b_2/b_1)]^2} \\ &\quad + \frac{3(b_2/b_1)^2}{[(t_2/t_1) - (b_2/b_1)]^3} \log_e \frac{t_2/t_1}{b_2/b_1} \end{aligned} \quad (8)$$

자유단에 $F_{i,s}$ 라는 힘이 작용하고 $x=l_{i-1}$ 에 $F_{i-1,s}$ 라는 힘이 작용한다고 할 때, i 번째 판 자유단의 처짐 $\delta_{i,s}$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} \delta_{i,s} &= \frac{l_i^2}{2R_i} - y_i \\ &= F_{i,s} \frac{(l_i - l_{i-1})^3 Q_i + l_i^3}{3EI_i} - F_{i-1,s} \frac{(3l_i - l_{i-1})l_{i-1}^2}{6EI_i} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, 첨자 s 는 자유단을 나타낸다.

식(9)에서 각 판에 대한 변위 δ_i 를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \delta_i &= \delta_{i,s} - \delta_{i,0} \\ &= \frac{F_i l_i^3}{3EI_i} \left[1 + (1 - \mu_{i-1})^3 Q_i - \alpha_{i-1} \frac{(3 - \mu_{i-1})\mu_{i-1}^2}{2} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

여기에서,

$$\begin{aligned} \alpha_{i-1} &= \frac{3 - \mu_{i-1}}{2\mu_{i-1}} \left\{ \frac{1 + l_i}{l_{i-1}} \left[1 + (1 - \mu_{i-2})^3 Q_{i-1} - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \alpha_{i-2} \frac{(3 - \mu_{i-2})\mu_{i-2}^2}{2} \right] \right\} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\mu_{i-1} = l_{i-1}/l_i, \quad \alpha_{i-1} = F_{i-1}/F_i$$

이다.

결국, $a_0=0$ 이기 때문에 $i=2$ 로 돌으로써, $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ 을 구할 수 있고, 그러므로 접판스프링의 변위 δ_i 는 다음과 같이 된다.

$$\delta_l = \delta_n = \frac{F l_n^3}{3EI_n} \left[1 + (1 - \mu_{n-1})^3 Q_n - \frac{(3 - \mu_{n-1}) \mu_{n-1}^2}{2} \right] \quad (12)$$

2.1.2 스프링상수

스프링의 센터볼트를 중심으로 반쪽만 고려할 때의 스프링정수 K_{th} 는 식(12)로부터 구할 수 있다.

$$K_{th} = F / \delta_l = \frac{3EI_n}{l_n^3} \frac{1}{1 + (1 - \mu_{n-1})^3 Q_n - \frac{(3 - \mu_{n-1}) \mu_{n-1}^2}{2}} \quad (13)$$

스프링 전체의 스프링상수를 구하기 위해서는 다음과 같이 계산한다.

Fig. 5와 같은 비대칭 점판스프링에 수직하중 F 가 작용할 때, 센터볼트에 의해서 양분되는 각각의 스프링상수를 K_{th1} , K_{th2} 로 두면 기하학적 관계로부터 근사적으로 전체 스프링정수 K_t 는

$$K_t = (K_{th1} + K_{th2}) \frac{\varphi(1 + \lambda)^2}{(1 + \varphi)(1 + \varphi\lambda^2)} \quad (14)$$

이 된다.

여기에서, $\lambda = l_1 / l_2$, $\varphi = K_{th1} / K_{th2}$ 이다.

2.2 공기스프링

공기스프링은 코드로 보강된 유연한 고무자루(에어백이라 함)와 금속부로 구성되어 있으며 내부공기의 압축과 팽창에 의한 탄성을 이용한 스프링으로 열역학의 기체방정식에서 그 특성을 유도한다. Fig. 2에서와 같이 공기스프링내의 압력을 P_E (상대압력)라 하고, 유효면적을 A_E 로 표시하면 공기스프링에 작용하는 하중 F_a 는 다

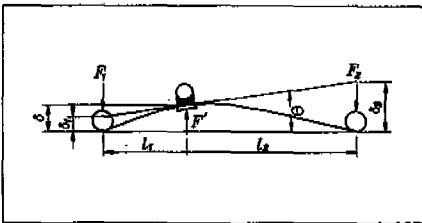


Fig. 5 Asymmetrical leaf spring under the loading

음과 같이 표시된다.

$$F_a = P_E \cdot A_E \quad (15)$$

그리고 스프링정수 K_a 는 다음식으로 정의된다.

$$K_a = \frac{dF_a}{d\delta_a} \quad (16)$$

여기에서 δ_a 는 공기스프링의 변위이다.

식(15)를 식(16)에 대입하여 정리하면

$$K_a = P_E \frac{dA_E}{d\delta_a} + A_E \frac{dP_E}{d\delta_a} \quad (17)$$

또 이상기체의 경우 보일-샤르법칙에 의하여

$P \cdot V = \text{일정}$ 이다.

이 관계식의 양변을 미분하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{dP_E}{d\delta_a} = -n(P_A + P_E) \frac{1}{V} \frac{dV}{d\delta_a} = n(P_A + P_E) \frac{A_E}{V} \quad (18)$$

여기에서 P_E 는 절대압력, P_A 는 대기압, V 는 체적, n 는 폴리트로피지수이다.

식(18)을 식(17)에 대입하면 공기스프링의 스프링정수는 다음과 같다.

$$K_a = P_E \frac{dA_E}{d\delta_a} + n(P_A + P_E) \frac{A_E^2}{V} \quad (19)$$

위식에서 등온변화시 폴리트로피지수는 1.0이므로 정상상태에서의 스프링정수 K_{stat} 는 다음과 같이 표현된다.

$$K_{stat} = P_E \frac{dA_E}{d\delta_a} + (P_A + P_E) \frac{A_E^2}{V} \quad (20)$$

동적인 경우는 단일변화를 일으키므로 폴리트로피지수가 1.4가 되어 스프링정수는 다음식으로 표시된다.

$$K_{dyn} = P_E \frac{dA_E}{d\delta_a} + 1.4(P_A + P_E) \frac{A_E^2}{V} \quad (21)$$

식(20)과 식(21)에서 알수 있듯이 공기스프링의 스프링정수는 유효면적의 크기에 가장 크게 영향을 받아 증가하며 체적에 대해서는 반비례의 관계가 있다. 또한 피스톤부분의 형상을 변화시킴으로써 변위에 따른 유효면적의 변화율을 조정하여 스프링의 특성을 바꿀수도 있음을 보여주고 있다.

차량을 단순한 1자유도 진동계로 생각하면 고유진동수 f_n 는 다음과 같이 표시된다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (22)$$

여기에서, M 은 질량이며 K 는 스프링정수이다.

식 (21), (22)로부터 공기스프링의 고유진동수 f_{na} 는 다음과 같이 표현될수 있다.

$$f_{na} = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{A_E} \left[\frac{dA_E}{d\delta_a} + 1.4 \cdot \left(1 + \frac{P_A}{P_E} \right) \cdot \frac{A_E^2}{V} \right]} \quad (23)$$

위식에서 P_E 를 제외하고는 공기스프링의 형상이 결정되면 다른 변수들은 정해져서 상수가 되며 하중에 의해 변화되는 값은 유효압력 P_E 뿐인데 일반적으로 $P_E \gg P_A$ 이므로 하중변화에 대한 P_E 값의 변화가 고유진동수의 값을 크게 변화시키지 않으므로 위식에서 알수 있듯이 공기스프링은 하중의 변동에도 불구하고 차량의 고유진동수를 거의 일정하게 유지시켜 준다.

2.3 조합된 스프링의 이론

접판스프링과 공기스프링을 서로 병렬연결하여 하중을 각 스프링이 분담케 한것이 조합스프링으로 차량의 1/4모델 예시도가 Fig. 6에 보여진다.

이를 1자유도 진동모델로 단순화시켜 보면 Fig. 7과 같이 표시된다.

여기에서 M 는 차량의 1/4질량, K_a 는 공기스프링의 스프링정수, K_t 는 접판스프링의 스프링정수이다. 그러므로 조합된 스프링의 현가장치를 장착한 차량을 단순한 1자유도 진동계로 보고 고유진동수 f_n 를 구하면 다음과 같다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_a + K_t}{M_a + M_t}} \quad (24)$$

여기에서 K 는 조합된 스프링정수이며, M_a 는 공기스프링에 의해 분담되는 질량, M_t 는 접판스프링에 의해 분담되는 질량이다. 식 (24)는 다음과 같이 표현될수 있다.

$$f_n = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_t(K_a/K_t + 1)}{W_t(W_a/W_t + 1)}} \quad (25)$$

여기에서 W_t , W_a 는 각각 접판스프링과 공기스프링에 의해 분담되는 하중이다. 공기스프링을 설계높이에서의 동적스프링상수를 기준으로한 선형 하중-변위선도의 특

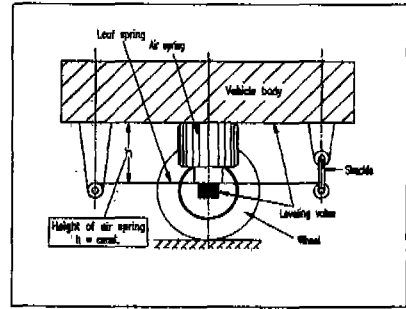


Fig. 6 The model of car

성을 가진다고 가정하면 판스프링과 공기스프링은 스프링정수의 정의에 의해 다음과 같은 조건이 성립한다.

$$K_t = \frac{W_t}{\delta_t}, \quad K_{dyn} = \frac{W_a}{\delta_a} \quad (26)$$

또, 두 스프링이 병렬연결되어 있으므로 변위 δ_t , δ_a 는 같다.

$$\delta_a = \delta_t \quad (27)$$

식 (26), (27)을 식 (25)에 대입하여 정리하면 다음식과 같다.

$$\delta_t = \frac{g}{(2\pi)^2} \cdot \frac{1}{f_n^2} \quad (28)$$

식 (28)에서 알수 있듯이 현가장치에 접판스프링과 공기스프링을 병렬로 조합하여 사용할때 차량에서 원하는 고유진동수가 결정되면 이 진동수를 유지하기 위해서는 접판스프링의 변위가 차량의 고유진동수에 의해 결정된 값을 유지하여야 된다는 것을 알수 있다. 즉, 접판스프링이 상용하중을 받았을때 δ_t 만큼의 변위가 발생되어야 하며 이 변위는 하중의 변동에 의해 변화되지 않아야 조

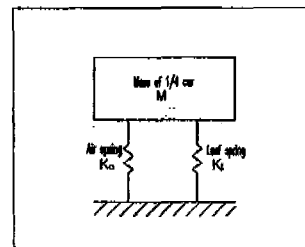


Fig. 7 The vibration model of 1/4 car

합된 상태에서의 고유진동수가 일정하게 된다.

하중의 변동에 의해 접판스프링의 변위가 크게 변화하지 않도록 하는 장치가 필요하게 되는데 이는 공기스프링에 기본적으로 장착되는 높이 조정밸브에 의해 가능하게 된다. 즉 Fig. 6과 같이 높이 조정밸브가 액슬과 차체사이에 장착이 되어 하중이 증가하면 액슬과 차체사이의 간격이 좁아지고 이때 밸브는 압축공기가 공기스프링에 공급되도록 작동하여 원래의 높이로 유지시키고 반대로 하중이 감소하면 간격이 커지면 밸브는 공기스프링의 공기를 대기로 방출하여 원래높이로 낮추게 되어 차체의 하중변동에도 불구하고 액슬과 차체사이의 간격이 일정하게 유지되므로 접판스프링의 변위는 항상 일정하게 된다.

따라서 접판스프링은 항상 일정한 하중만 지지하게 되며 차체의 변동하중은 공기스프링의 압력변화에 의해 공기스프링이 지지하게 된다. 접판스프링과 공기스프링이 조합된 상태에서의 현가장치의 고유진동수 f_{nc} 는 다음 식으로 표시된다.

$$f_{nc} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_t + K_{dyn}}{M}} \quad (29)$$

즉, 식(28)의 조건을 만족시키도록 판스프링을 설치하면 조합된 현가장치의 고유진동수 f_{nc} 는 하중의 변화에 상관없이 요구된 고유진동수 f_n 과 근사값을 가지게 된다.

3. 실험

앞에서 유도한 이론의 타당성을 평가하기 위해 실험을 행하였다. 실험장치는 Fig. 8과 같이 구성하였다. 접판스프링과 공기스프링을 병렬로 연결하였으며 접판스프링의 작동시 발생하는 길이변화를 고려하기 위해

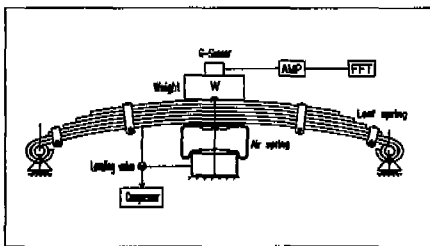


Fig. 8 The schematic view of experiment device

Table 1 The specification of leaf spring (symmetrical shape)

(a) First leaf spring

Leaf no.	Thickness(mm)	Width(mm)	Length(mm)	
			Front	Rear
1	5	50	475	475
2			475	475
3			385	385
4			295	295
5			205	205
6			115	115
Spring rate (kg/mm)			2.79	

(b) Second leaf spring

Leaf no.	Thickness(mm)	Width(mm)	Length(mm)	
			Front	Rear
1	5	50	475	475
2			475	475
3			385	385
4			295	295
Spring rate (kg/mm)			2.28	

접판스프링의 양쪽끝 아이부에 구름베어링장치를 하였다. 조합스프링위에는 여러 무게의 추를 올려놓을수 있도록 하여 중량을 가변시킬수 있도록 하였다. 가속도계를 조합스프링위에 장착하였으며 여기에서 얻어진 신호는 증폭기를 통하여 FFT로 주파수 분석을 행하였다. 또한 접판스프링과 베드사이 에 높이조정밸브를 장착하여 조합스프링위에 가해지는 무게에 대응하여 공기스프링에 공기를 주입 또는 방출을 하여 무게에 상관없이 조합스프링이 주어진 위치를 항상 유지하도록 하였다.

실험은 위와같이 구성된 장비를 이용하여 여러가지의 중량과 높이에서 행하였는데 진동수 측정은 조합스프링 위 중량에 충격하중을 가하였을때 일어나는 고유진동수를 측정하였다.

실험에는 두가지 특성의 접판스프링을 사용하였는데 그 사양은 대칭형으로 Table 1과 같으며 접판스프링의 판간마찰에 의한 동특성증가를 최대한 억제하기 위해 날장판사이에 플라스틱 패드를 장착하였다. 공기스프링은 슬리버형을 사용하였으며 그 사양은 Table 2와 같다.

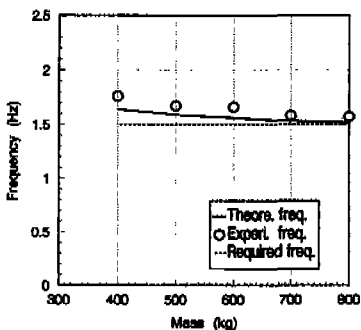
Table 2 The specification of air spring

Type	Sleeve type
Effective area	55 cm ²
Effective volume	515 cm ³
Effective area rate	- 0.04 m ³ /m
Design height	115 mm
Max. working pressure	8 kg _f /cm ²

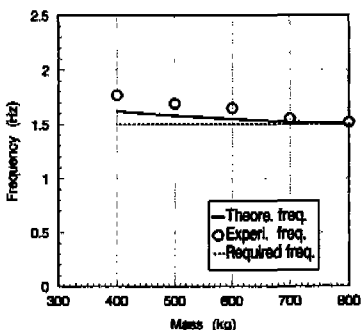
4. 결과 및 고찰

접판스프링과 공기스프링을 조합 사용할때, 요구되는 현가계의 고유진동수를 만족시키기 위해서는 앞에서 제시된 식(28)의 조건을 만족시켜야 되며 이때의 현가계 고유진동수는 식(29)로 표시되는데 이값은 요구된 고유진동수에 매우 근접하는 것을 이론값과 실험치를 비교하여 증명하여 보았다. 이를 위해 두개의 특성이 다른 접판스프링을 공기스프링과 각각 조합하여 실험을 행하였는데 그 결과는 Fig. 9에서와 같다. Fig. 9(a)는 스프링정수 (k)가 2.79 kgf/mm인 Table 1(a)의 접판스프링과 Table 2의 사양을 갖는 공기스프링을 조합하였을때의 결과로 요구 고유진동수(f_n)를 1.5 Hz일때 이론적으로 구한 현가계 고유진동수와 실제 실험에서 구한 값을 각각 비교하였다.

Fig. 9(b)는 스프링정수가 2.28 kgf/mm인 Table 1(b)의 접판스프링과 Table 2의 공기스프링을 조합하여 요구 고유진동수를 1.5 Hz로 하였을때의 결과이다. Fig. 9에서 볼수 있듯이 조합스프링의 이론 고유진동수



(a) leaf spring rate $k = 2.79$ kgf/mm



(b) leaf spring rate $k = 2.28$ kgf/mm

Fig. 9 The comparison between theoretical and experimental results

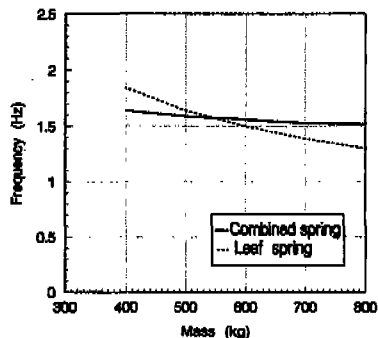


Fig. 10 The comparison between leaf spring and combination spring

는 하중의 큰 변화에도 불구하고 거의 변하지 않으며 요구 고유진동수 값과도 10% 이내의 오차로써 잘 일치함을 알수 있다.

또 실험치는 항상 이론치보다 큰 것을 알수 있는데 이는 접판스프링의 판간 마찰에 의한 동적 스프링정수가 이론에서 구한 정적 스프링정수에 비해 증가하기 때문이다. 이러한 요인에도 불구하고 실험치는 이론치와 10% 이내의 오차로써 잘 일치함을 보여 주는데 이 결과는 앞에서 제시한 이론의 타당성을 증명해 주고 있다.

Fig. 10은 하중변동에 따른 현가계 고유진동수의 변화와 관련하여 판스프링만 사용하였을때에 대비한 조합스프링의 효과를 나타내기 위해 이론적인 계산값을 나타낸 것이다. 접판스프링의 경우는 상용하중에서 조합스프링과 같은 변위를 가지도록 특성을 설정하였다. Fig. 10에서 볼수 있듯이 접판스프링만 사용하였을 때는 현가계의 중량변화에 따라 시스템의 고유진동수가 조합스프링에 비해 매우 큰 폭으로 변화됨을 알수 있다.

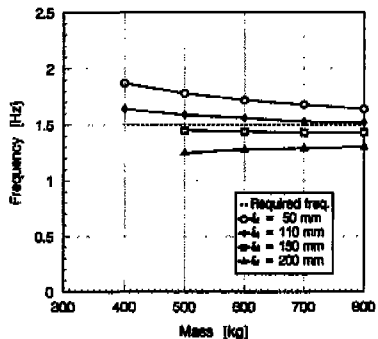


Fig. 11 The relation between natural frequency and the initial deflection of leaf spring

Fig. 11은 앞에서 제시한 이론에 의해 구한 겹판스프링의 초기변위 δ_0 일때 요구되는 고유진동수에 가장 잘 접근한 현가계를 설계할수 있다는 것을 보여주기 위한 것으로 이론적으로 계산한 결과이다.

겹판스프링은 Table 1(a)의 사양을 사용하였으며 요구되는 고유진동수가 1.5 Hz이다. 이때의 겹판스프링 초기변위는 식(28)에 의하여 110 mm이며 다른 초기변위보다 이 값의 초기변위에서 요구된 고유진동수에 가장 가깝게 접근함을 알수 있어 앞에서 제시한 이론의 타당성을 재검증할수 있다.

5. 결 론

겹판스프링과 공기스프링은 서로 장단점을 가지고 있는데 공기스프링의 장점인 하중변동에도 불구하고 그 차량의 고유진동수와 높이를 일정하게 할수 있다는 것과 겹판스프링의 장점인 현가장치의 구조를 간단하게 할수 있다는 것을 동시에 만족시키기 위해 공기스프링과 겹판스프링의 조합설계를 한다.

본 논문에서는 이러한 조합설계시에 고려되어야 할 설계조건을 구하였으며 결론은 다음과 같다.

(1) 공기스프링과 겹판스프링을 조합설계할때 공기스프링의 장점을 최대한 살리기 위해서 만족되어야 하는 설계조건식 즉 요구되는 현가계의 고유진동수에 상응한 겹판스프링의 초기변위 설정식을 유도하였다.

(2) 이론에 의해 구해진 겹판스프링의 초기변위를 유지시켰을때 하중의 변동에도 불구하고 조합스프링의 고유진동수가 거의 일정하며 요구되는 고유진동수에 매우 잘 일치함을 이론 및 실험으로 증명하였다.

(3) 공기스프링과 겹판스프링을 조합하여 사용하면 하중의 변동에도 불구하고 현가시스템의 고유진동수를 거의 일정하게 유지시킬수가 있어 겹판스프링으로만 사용했을 때보다 더욱 좋은 효과를 낸다.

참고문헌

1. 한국기계기술연구소, "스프링 설계 및 제작기술에 관한 연구," 1989.
2. ばね技術委員會, "ばね (3 edition)," 1989.
3. T. Aoyama, "The Calculation of a Tip Contact Leaf Spring," ばね論文集, Vol.16, pp.47-50, 1971.
4. T. Aoyama, Y. Tsurui, "The Calculation of a Tip Contact Tapered Leaf Spring," ばね論文集, Vol.19, pp.64-67, 1974.
5. SAE HS788, 1990, "Design and Application of Leaf Springs"
6. M. Shimoseki, Y. Hayasaka, "Analysis of Leaf Springs by RBS Method," ばね論文集, Vol.29, pp.12-18, 1984
7. N.J. Nigro, "Equivalent One-dimensional System for Analysis of Taper Leaf Springs," J. of Engineering for industry, 1976.
8. T. Hamano, M. itoh, "Analysis of Leaf Spring using Finite Element Method with a Joint Element," ばね論文集, Vol.37, pp.39-46, 1992.
9. K. Chishima, "Hysterisis Characteristics of Laminated Spring (in the case of Small Amplitude)," ばね論文集, Vol.10, pp.38-45, 1964.
10. K. Chishima, "Hysterisis Characteristics of Laminated Spring (in the case of Large Amplitude)," ばね論文集, Vol.12, pp.74-79, 1967.
11. K. Chishima, Y. Kurihara, "On the Optimum Inter-leaf Friction Force of Laminated Spring," ばね論文集, Vol.16, pp.40~46, 1971.
12. H. Ota, T. Yamamoto, "The Effect of Interleaf Friction of Laminated Leaf Springs on their Vibration Characteristics," ばね論文集, Vol.18, pp.28-57, 1973.
13. K. Kato, T. Aoyama, "Calculation of Natural Frequencies and Modes of Leaf Springs depend on Succesive Approximate Method," ばね論文集, Vol.14, pp.61-67, 1969.
14. K. Chishima, S. Takahashi, "Windup Vibration of Laminated Spring," ばね論文集, Vol.12, pp.80-86, 1967.
15. D. Cebon, "Simulation of the Response of Leaf Springs to Broad Band Random Excitation," ばね論文集, Vol.18, pp.58-67, 1973.

- tation," Vehicle System Dynamics, Vol.15, 1986.
16. J. Song, Y. Maruyama, "Dynamic Characteristics of Leaf Spring by ADAMS Software," *ばね論文集*, Vol. 38, pp.31-36, 1993.
 17. W. Liu, "Nonlinear Analysis Theory of Single Leaf Steel Springs," SAE 8817441, 1988.
 18. S. Aoyama, K. Yoshikawa, "Calculation of the Stress Distribution of Conventional Leaf Springs for Motor Truck Use," *ばね論文集*, Vol. 22, pp.43-51, 1977.
 19. *ばね委員會*, "Study on Lightness of Heavy Truck Leaf Spring," *ばね論文集*, Vol. 23, pp.37-105, 1978.
 20. S. Aoyama, "Considerations for Fatigue Life of Leaf Spring," *ばね論文集*, Vol.12, pp.3-12, 1967.
 21. K. Ota, "On the Reliability of Leaf Spring," *ばね論文集*, Vol.15, pp.56-63, 1970
 22. Y. Komura, "Some Problems on Leaf Spring for Automobile," *ばね論文集*, Vol. 11, pp.7-17, 1966.
 23. J. Mikaila, "Two-stage Multi-leaf Spring Design," SAE 730272, 1973.
 24. F. Rowland, "Variable Rate Leaf Springs-their Design and Characteristics," SAE 730271, 1973
 25. I. Takadera, "Oilhydraulically-controlled Taper Leaf Springs," *自動車技術*, Vol. 38, No.10, 1984.
 26. Hirtreiter, A.B., "Principles and Application of Pneumatic Springs," SAE paper 730273.
 27. Thomas, E.D., "Design and Validation of Variable rate Pneumatic Spring," SAE paper 800483.
 28. Hulki, A., "Riding on air," SAE transactions, Vol.67, pp.15-25.
 29. "비대칭형 비선형 복원력특성이 있는 공기스프링의 강제 진동-변위가진의 경우," *日本精密工學會*, Vol. 52, No.9, pp.1567, 1986.
 30. SAE Manual, "Incorporating Pneumatic Springs in Vehicle Suspension Designs," SAE HS 1576.