

겹판스프링의 진동수해석에 관한 연구

조재웅*, 한문식#

Study on the frequency analysis of the leaf spring

Jae-Ung Cho*, Moon-Sik Han#

(Received 11 October 2010; received in revised form 22 November 2010; accepted 25 November 2010)

ABSTRACT

In this study, the deformation and stress are analyzed through modal and harmonic response analysis at resonance on leaf spring. The displacement range of 7 to 14 mm is shown at natural frequencies as 6 kinds of resonance modes. The maximum deformation is shown as 8.8781mm at Mode 2. The maximum displacement and stress at leaf spring are shown as 0.0458 mm and 72.533 MPa respectively on 1200 Hz. The comfortability of passenger becomes better on leaf spring at suspension system by use of this design model.

Key Words : Natural frequency(고유진동수), Resonance mode(진동모드), Leaf spring(겹판스프링), Comfortability(안락감), Suspension system(현가장치)

1. 서 론

겹판 스프링에 작용하는 충격을 완화시켜 보다 부드러운 현가성능을 얻도록 하기 위해서 중요하다고 할 수 있다^[1,2]. 겹판 스프링 장치 모듈 전체를 해석하여 접근하는 것은 여러 가지의 실제적인 인자를 고려하여 해석하기 때문에 오히려 해석에 있어서는 실제 상황에 근접하기가 어렵다. 따라서 주로 겹판 스프링 부분에서의 응력 해석을 적용할 수 있다. 또한 이에 대하여서는 진동 및 구조 해석등을 사용하여 실제 해석 조건으로 맞추어서 연구하였다. 고유진동수를 확인하여 가장 변형량이 많아 불안정성이

큰 진동수를 예측하였고 겹판스프링의 중앙점을 가진하여 하모닉 해석을 수행하여 반응된 진동수에서 응력 상태를 확인하였다.

1.1 연구배경

현대 사회에서 자동차 고객은 단지 운송수단에서 벗어난 운전자의 개성을 중시하여 운행중 안락함 그리고 감성까지 모두 만족할 수 있는 자동차를 원하고 있다. 그런 의미에서 자동차의 안정성과 소음 억제제는 자동차 설계에 있어서 간과해서는 안될 중요한 요소이며 겹판스프링의 진동수 해석은 본 연구에서의 실적용 사례로서 중요한 연구 과제라 할 수 있겠다. 인류가 지구상에 존재하기 시작한 이후로 진동현상에 대한 인체의 반응 및 영향에 관련된 연구는 극히 최근에 와서야 시작되었다고 해도 과언이 아닐 것이다. 기계 구조물, 엔진 및 제어계 등은 진동이 반복적으로 발생하며, 이들의 설계에는 필연적으로

* 공주대학교 기계자동차공학부

교신저자 : 계명대학교 기계자동차공학과

E-mail : sheffhan@kmu.ac.kr

진동의 영향을 고려해야 한다. 이 진동에 의해 재료나 부품이 속히 마모되고 심한 소음이 발생하기도 하며 구조물의 고유진동수와 외부의 진동수가 공진을 일으키면 심한소음과 진동이 발생되고 강한 구조물이 손상되기도 한다. 따라서 이러한 공진 영역을 회피하는 설계를 하기 위해 이 진동의 영향을 고려하여야 한다.

특히 주행시 자동차의 승차감을 개선하기 위하여 새로운 현가장치들이 매년 끊임없이 개발되고 있지만 대형 상용차나 트럭의 경우 아직까지 겹판스프링을 이용한 현가장치가 가장 많이 사용되고 있다. 최근 대부분의 대형버스의 경우 승차감 향상을 위해 공압 현가장치로 대체되고 있으나, 소형버스의 경우 설치공간과 비용 측면에서 아직까지 겹판스프링을 주 현가장치로 사용하고 있다^[3-6].

1.2 연구목적

인간이 진동을 느낄 수 있는 진동수 범위는 약 0.1~500Hz 영역이며, 이 중에서 인체에 악영향을 주는 진동수 범위는 1~90Hz 영역이라 할 수 있다. 즉, 진동수가 1~90Hz 범위에서 진동 가속도 레벨이 60dB 이상일 경우 인체는 민감하게 느낄 수 있으며, 65~70dB 범위에서는 수면에 지장을 받을 수 있다. 진동이 인체에 미치는 악영향은 복부장기의 압력 증가, 척추에 대한 이상 압력, 자율신경계와 내분비계의 영향, 시력의 저하 및 불안감을 초래하는 등의 정신적 및 신경적인 해악을 끼치게 된다. 한편 인간이 감내할 수 있는 최대의 진동 가속도 레벨은 약 145dB 내외이다^[7].

진동현상은 생산능률의 저하, 피로누적 및 직업병 등과 연관되기 때문에 상당한 비중을 두고 연구되고 있는 실정이다. 인체가 진동에 노출될 경우, 인체는 스스로 진동현상에 적응하기 위해서 노력하게 된다. 즉, 심장의 움직임이 빨라지고 산소의 사용량이 증대되며, 체온이 올라가는 반응을 나타낸다. 인체는 무의식적으로 진동의 신체전달을 최소화하기 위해서 어떠한 물체를 잡거나 기대는 방식으로 순간순간의 휴식을 취하는 행동을 하기 마련이다. 이러한 현상이 누적되면서 인체에는 진동현상에 의한 피로도가 증대되는 것이다. 따라서 상용되는 자동차에서 발생하는 여러 종류의 진동현상은 보다 쾌적하고 안락한

탑승조건에 있어서 필수적으로 개선시켜야 할 항목이라고 말할 수 있다.

1.3. 연구방법 및 모델

자동차 설계 프로그램중 3D 구축 프로그램인 카티아를 이용하여 3D 모델링^[8,9]의 설계 후 진동수 해석을 수행하였다. CATIA 프로그램을 통한 겹판스프링을 설계하고 ANSYS 해석 프로그램에서 고유진동수를 확인하여 가장 응답성이 큰 진동수를 예측하였다. 그리고 겹판스프링의 중앙점을 가진하여 하모닉 해석을 수행하여 반응된 진동수를 확인하였다. 본 연구의 모델은 Fig. 1과 같이 모판 7개와 중앙에 모판을 고정시키는 캠버로 된 파트들로 구성되어 있다. Fig. 2는 모델의 조립형상으로 모델의 치수는 가로, 세로, 높이가 각각 571, 100, 139mm이다. Fig. 3은 모델의 Mesh로 Node수가 23,603개이고 Element수가 10,478개로 구성했으며, 모델의 재료는 구조용강이며, 물성치는 Table 1과 같다.

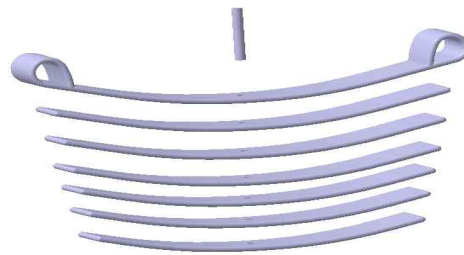


Fig. 1 Part models of leaf spring

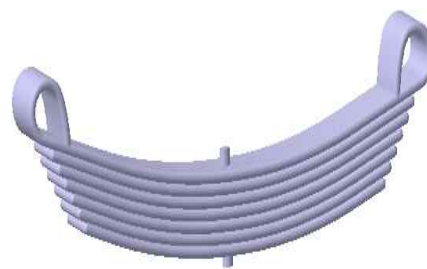


Fig. 2 Assembly configuration of model

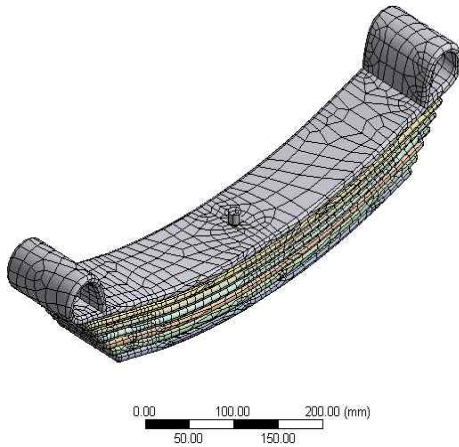


Fig. 3 Mesh of model

Table 1 Mechanical properties of specimen

Leaf Spring	
Young's Modulus	200000MPa
Poisson's Ratio	0.3
Tensile Yield Strength	250MPa
Compressive Yield Strength	250MPa
Tensile Ultimate Strength	460MPa
Density	7850Kg/m ³

2. Modal 해석

본 연구 모델에서 사용한 겹판 스프링은 철도차량이나 자동차의 차체를 지지하는 부분에 사용된다.

가장 긴 금속판을 모판이라 하고, 양쪽 끝에 스프링귀를 만들어 여기서 지지하게 한다. 따라서 Fig. 4와 같이 양단에서는 자동차 바퀴가 지지하고 있다고 보고 이 겹판 스프링을 양단 지지보로서 보고 해석 조건을 설정하였다. 겹판 스프링의 양단은 Fixed

Support조건으로 고정을 시키고, Modal 해석을 수행하여 6가지의 모드의 고유 진동의 공진데이터가 나왔다. Fig. 5는 6가지의 진동모드들에 따른 변형을 나타낸 그림이며 실제보다 3.7배의 배율로 보이게 했다.

Table 2는 각 모드들에 대한 진동수 및 변형량을 보이고 있다. 이들 고유 진동수에 대한 최대 변형량들은 7~14 mm의 범위 내에 있었고 1500Hz 이상은 현실적으로 나타나지 않는 고유진동수이므로 2차 모드까지를 주요하게 볼 수 있다. Mode 2에서의 최대 변형량은 8.8781mm로 나타났다. 이러한 변형량은 승차자에게 충격을 그다지 주지 않을 수 있다고 사료된다.

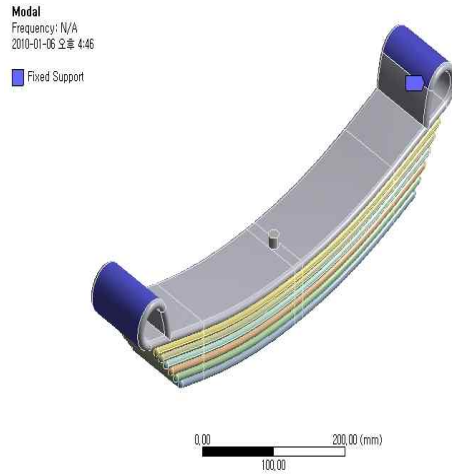
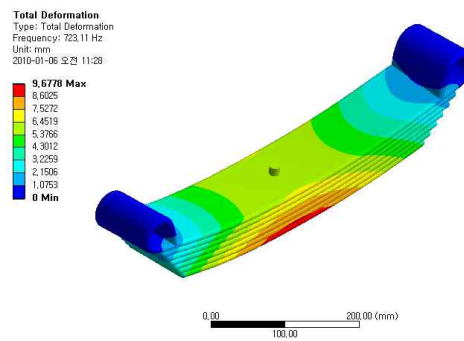
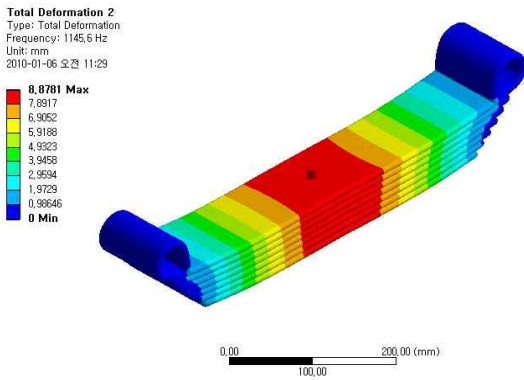


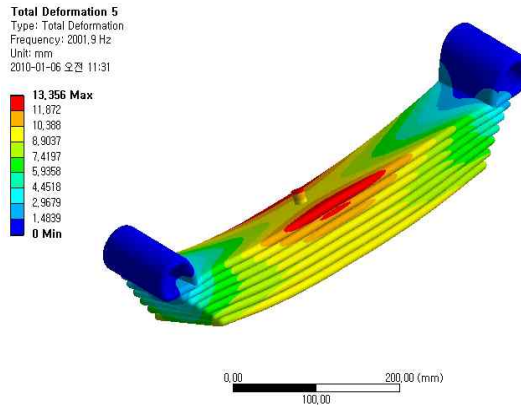
Fig. 4 Fixed support at modal analysis



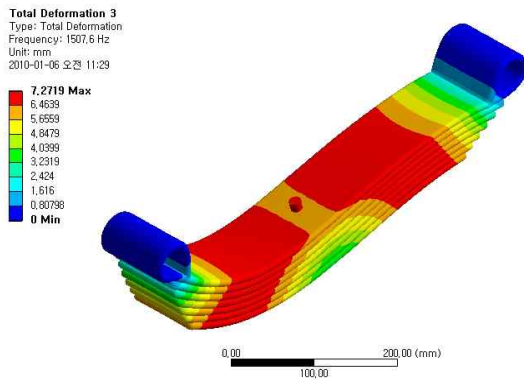
(a) mode 1



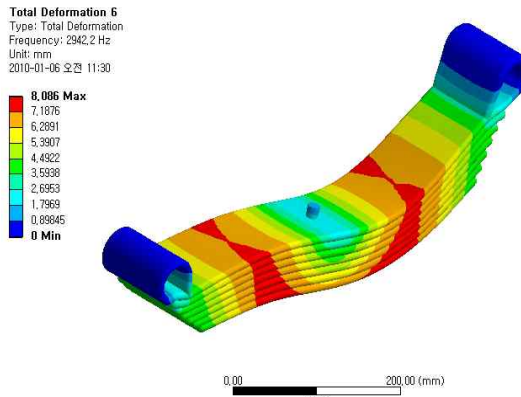
(b) mode 2



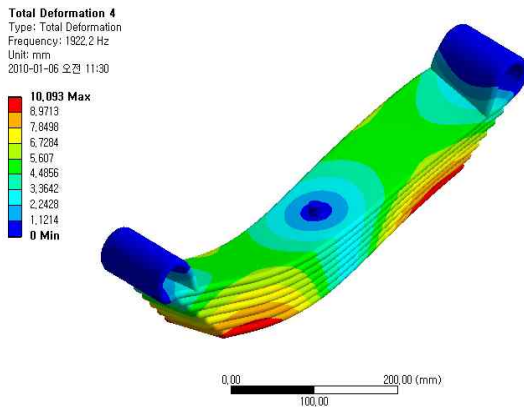
(e) mode 5



(c) mode 3



(f) mode 6



(d) mode 4

Fig. 5 Directional deformations of model analyses at 6 modes

Table 2 Natural frequencies and displacements at 6 modes

Mode	Frequency(Hz)	Displacement(mm)
1	770.74	9.6778
2	1169.7	8.8781
3	1562.8	7.2719
4	1999.3	10.093
5	2225.4	13.356
6	3027.1	8.086

3. Harmonic response 해석

회전운동이나 왕복운동을 하는 기계 등은 여러 가지 원인들로 인하여 진동이 발생하기 때문에 이러한 기계들을 직접 기초나 구조물에 설치하게 되면 진동이 그대로 주변 물체들로 전달되기 마련이다. 자동차와 같이 도로의 노면조건에 따른 흔들림이 발생하기 쉬운 경우나 가전제품 및 건물의 펌프 및 보일러 등에 진동현상으로 인한 악영향을 배제시키기 위해서는 진동의 전달현상을 최소화시키는 방법이 강구되어야만 한다.

따라서, 진동현상을 발생시킬 수 있는 기계나 장착되는 기초나 구조물 사이에 진동절연 장치를 고려하게 된다. 자동차 및 철도차량을 포함한 수송기계들의 경우에는 엔진과 차체를 연결시켜주는 엔진 마운트 및 현가장치의 스프링이나 방전고무 및 배기계 지지 고무등이 이러한 진동절연 장치들이다. 스프링 및 감쇠장치로 구성된 진동계에 있어서 외부 가진력의 작용에 의해서 기초로 전달되는 진동 전달력인 외부에서 가해지는 힘, F_1 과 전달력 F_T 의 비를 전달률 T_R 로 표현하면 식 (1)과 같이 정리된다.

$$\text{전달률, } T_R = \frac{\text{전달되는 힘, } F_T}{\text{가해지는 힘, } F_1} \quad (1)$$

외부에서 가해지는 진동수 w 와 진동계의 고유 진동수 w_n 의 비율을 기준으로 전달률을 표현하면 Fig. 6 과 같다. Fig. 6에서 감쇠비 ζ 의 값에 상관없이 $w/w_n < \sqrt{2}$ 인 경우에는 전달률이 1보다 크고, $w/w_n \geq \sqrt{2}$ 이상인 경우에는 전달률이 1보다 작아진다. 어떠한 감쇠비 ζ 에 대해서도 $w/w_n = \sqrt{2}$ 인 지점에서 전달률은 1이 되며, 이 지점을 기준으로 왼쪽 영역($w/w_n < \sqrt{2}$)에서는 감쇠력이 전달률을 저하시키는 역할을 하지만, 오른쪽 영역($w/w_n \geq \sqrt{2}$)에서는 감쇠력이 전달률을 오히려 증대시키게 된다.

따라서 본 연구에서는 자동차, 철도차량과 같은 수송기계들에서 발생하는 진동현상에서 최대한 진동수비가 $w/w_n \geq \sqrt{2}$ 인 조건에서 이루어지도록 설계하였다.

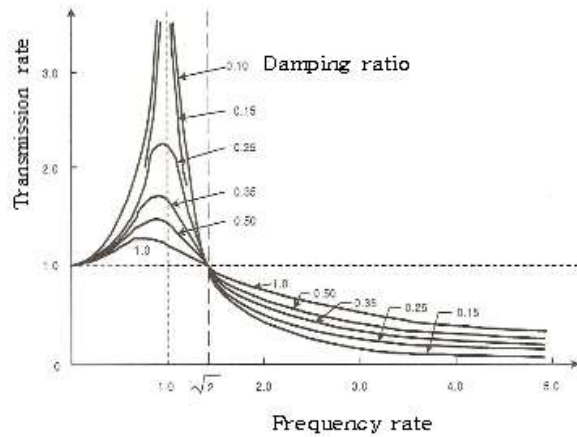


Fig. 6 Transmission rate according to frequency rate

Fig. 7은 Harmonic response 해석의 경계조건으로서 Modal 해석의 경계조건과 같이 스프링 양단에 Fixed Support로 고정시키고, 스프링 중앙 부분에 통상적으로 작용될 수 있는 힘인 3000N을 주었다. 차량이 주행 중에 과속방지턱을 만나 노면으로부터 차 중량에 대한 큰 충격을 받는다는 가정을 하여, 모델에 작용하는 차량의 하중을 계산하면 다음과 같다. 1/2톤 트럭으로서 차 중량을 1200kg으로 가정하고, 운전자의 무게를 60kg으로 하여 하중을 계산하였으며 그 값은 다음 식 (2)과 같다.

$$F = m \times g \quad (2)$$

이렇게 얻어진 하중을 쉽게 조정하여, 극한의 상황에서 노면으로부터 현가장치가 받게 되는 집중하중을 3000N이라 가정하였다. 그리고 진동수는 Modal 해석에서의 Mode 2를 기준으로 하여 Mode 2의 최대 진동수보다 약간 큰 값인 1500Hz을 설정하고 해석을 수행하였다. Fig. 8 및 Table 3은 각각 진동수에 따른 변형그래프와 표이다. 이 그래프 및 표에서도 볼 수 있는 바와 같이 1200Hz에서 가장 변형량이 많아 불안정성이 크게 나타났다. 이것을 기준으로 하여 진동수가 1200Hz일 때 해석을 수행하였을 때 Fig. 9와 같이 최대 변형량이 0.0458mm가 나왔으며, Fig. 10과 같이 최대 응력이 72.533MPa가 나왔다. 이러한 진동시에 나타나는 미세한 변형은 승차자에게 편안감을 줄 수 있다고 보인다.

따라서 본 연구에서 고안한 겹판 스프링의 설계를 통하여 차체의 진동이 일어나는 경우, 승차자에게 충격을 그다지 주지 않고 승차자에게 안락감을 줄 수 있다고 사료된다.

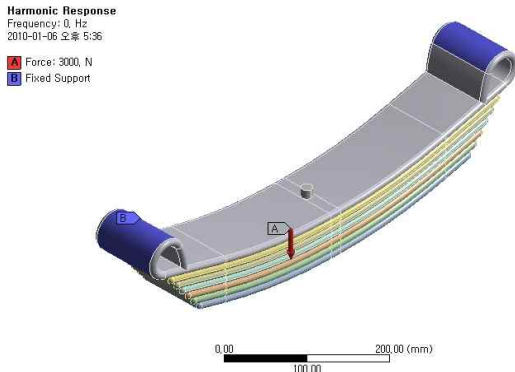


Fig. 7 Fixed support at harmonic response analysis

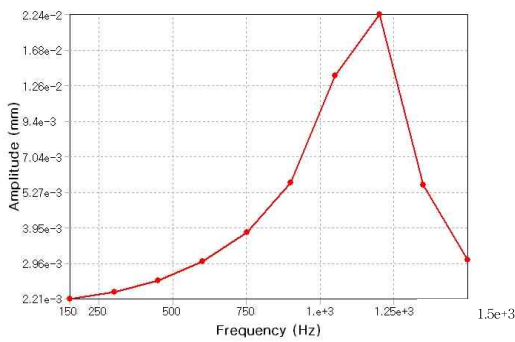


Fig. 8 Amplitude vs. frequency at harmonic response analysis

Table 3 Frequency according to time at harmonic response

Time(s)	Frequency response(mm)
150	2.21 X 10-3
300	2.34 X 10-3
450	2.57 X 10-3
600	3.00 X 10-3
750	3.81 X 10-3
900	5.68 X 10-3
1050	1.36 X 10-3

1200	2.24 X 10-3
1350	5.60 X 10-3
1500	3.04 X 10-3

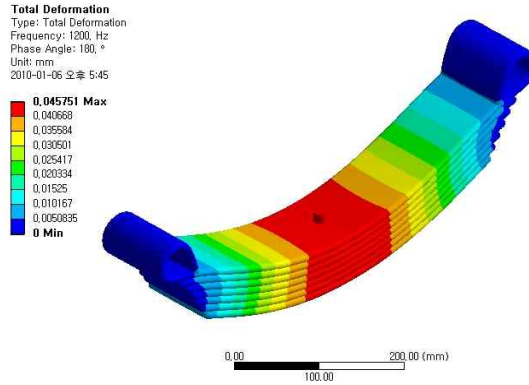


Fig. 9 Contour of total deformation at 1200Hz on harmonic response analysis

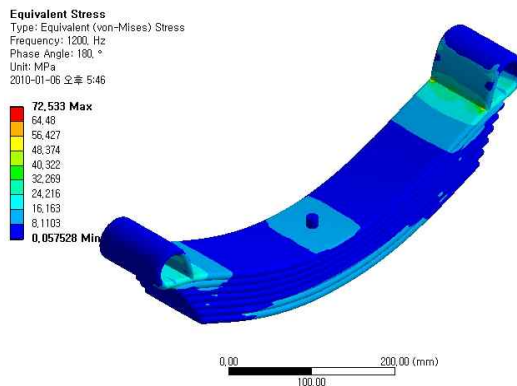


Fig. 10 Contour of equivalent stress at 1200Hz on harmonic response analysis

4. 결론

본 연구에서는 겹판 스프링에 공진이 발생시 스프링의 변형과 응력을 Modal 및 Harmonic response의 진동 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. Modal 해석을 통한 6가지 Mode의 고유진동들을 통하여 공진이 발생시 각각의 최대 변형량들은 7mm~14mm의 범위내에 있었다.

2. Modal 해석에서의 Mode 2를 기준으로 0~1500Hz의 진동을 주었을 때의 변형그래프에서는 1200Hz의 진동수에서 가장 변형이 큰 것으로 나타났다.
3. Harmonic response에서는 1200Hz에서의 최대 변형량이 0.0458mm으로 나타났으며, 이 때의 최대 응력은 72.533MPa로 나타났다.
4. 이러한 본 연구에서 고안한 곁판 스프링의 설계를 통하여 차체의 진동이 일어나는 경우, 승차자에게 충격을 그다지 주지 않고 승차자에게 안락감을 줄 수 있다고 사료된다.

참고문헌

1. Shin, Y. J., Park, J. H., Hur, H. M., and You, W. H., "Running Stability Analysis caused by Parameters of Primary Suspension in Railway Vehicles," 2008 Autumn Conference Proceeding of the KSPE, pp. 689-690, 2000
2. Park, K. D., Kim, H. J., Kim, Y. D., And Jung, J. W., "A Study of Methods of Fatigue Strength Improvement for the Suspension Material," 2003 Autumn Conference Proceeding of the KSPSE, pp. 44-49, 2003
3. Moon, I. D. and Oh, C. Y., "Comparison of Vibration Characteristics of a Multi-leaf Spring and a Tapered Leaf Spring of a Heavy Truck," Trans. of KSME(A), Vol. 29, No. 2, pp. 270-276, 2005.
4. Moon, W. K. and Song, C. K., "Hysteretic Characteristics of Leaf Springs in Commercial Vehicles," Transactions of the KSAE, Vol. 16, No. 2, pp. 99-105, 2008.
5. Kim, J. H., "Wear Behavior as Hardness Difference of Material in the Dry Sliding Wear Tests of Using Leaf-Spring," Transactions of the KSMTE, Vol. 17, No. 3, pp. 27-33, 2008.
6. Moon, I. d., Kim, G. T. Lim, J. H., and Oh, C. y., "A Dynamic Structural Analysis and Hysteretic Characteristics Modeling of Leaf Spring Using Flexible Multi-body Dynamic Model," 2006 Spring Conference Proceeding of the KSAE, pp. 671-677, 2006.
7. Sohn, I. S., Bae, D. H., Jung, W. S. and Jung, W. W., "The Study of Fatigue Design Criterion of LCV Leaf Spring Considering Road Load Response," 2004 Spring Conference Proceeding of the KSAE, Vol. 2, pp. 892-898, 2004.
8. Moon, W. K., Shin, Y. I., Kim, C. H., and Song, C. K., "Hysteretic Characteristics of Leaf Spring in Heavy Vehicles," 2007 Spring Conference Proceeding of the KSAE, Vol. 2, pp. 894-899, 2007.
9. Cho, J. W. and Han, M. S., "Structural Strength Analysis of Shock Absorber," Transactions of the KSMPE, Vol. 9, No. 2, pp. 53-59, 2010.