

진동 특성을 고려한 자동차 냉각모듈 방진고무의 내구성 평가

심희진[†] · 김한철* · 김정규**

Evaluation for Fatigue Life of Rubber Isolator for Vibration Characteristic on Automotive Cooling Module

Hee-Jin Shim, Han-Chul Kim, and Jung-Kyu Kim

Key Words : Rubber Isolator(방진고무), Frequency Response Analysis (주파수 응답 해석), Vibration Fatigue Analysis (진동 피로 해석), Shaker Test(가진 시험)

Abstract

A Rubber mount is widely used for mechanical parts or engineering materials. Especially, it plays an important role in reducing mechanical vibration due to cyclic loading. But, rubber mount is damaged due to the cyclic loading and resonance. Therefore, it is necessary to investigate evaluation of fatigue life considering vibration characteristics for rubber. In this study, a vibration fatigue analysis was performed and based on Power Spectral Density(PSD) and the stress-life curve and a result of frequency response analysis in the finite element method. The measured load history in experiment was transformed to PSD curve. The stress-life curve was obtained by nonlinear static analysis and fatigue test. In addition, frequency response analysis was conducted for mechanical part. In order to evaluate fatigue life of rubber mount, vibration fatigue test was conducted at the constant acceleration-level as well. Fatigue life was determined when the load capacity is reduced to 60% of its initial value. As a result, predicted fatigue life of rubber mount agreed fairly well with the experimental fatigue life.

1. 서론

일반적으로 고무는 금속재료에 비하여 내부마찰이 크고 경제성, 성형의 용이성 때문에 기계구조물의 방충, 방음 및 방진재료로 널리 이용되어 왔다. 또한, 고무 재료는 하중과 변형이 비선형관계를 나타내고 대변형(large deformation)범위에서도 탄성거동을 나타내는 초탄성(hyper-elastic)특성을 갖는다.

고무부품의 피로수명에 관한 기존 연구 동향은 Kim 등⁽¹⁻⁴⁾에 의하여 장구형(shaped drum) 시험편을 이용한 피로 수명 평가와 이를 이용한 다양한

부품에 대하여 피로수명 예측이 수행되었다. 또한, Luo 등⁽⁵⁾은 진동 절연 스프링의 파손 분석과 유한요소 해석을 이용하여 피로수명을 예측하였다. 이의 결과⁽¹⁻⁵⁾들은 유한요소 해석으로부터 구해진 변위와 최대 변형률과의 관계를 이용하여 일정 변형률 하에서의 피로강도와와의 관계로 피로수명을 평가하였다. 그 밖에도 온도, 노화시간, 하중 등에 따른 소재의 수명평가는 많이 수행되었지만, 진동 특성을 고려한 수명평가는 미흡한 실정이다.

본 연구에서는 자동차 냉각모듈 방진고무에 대하여 이의 진동 특성을 평가하고, 또한 이의 하중 조건을 고려한 내구성 해석을 수행하였다.

† 한양대학교 대학원

E-mail : wind1426@paran.com

TEL : (02)2220-0563 FAX : (02)2291-6707

* 회원, 한양대학교 대학원

** (주) 한라공조

*** 회원, 한양대학교 기계공학부

2. 이론 해석 및 실험 방법

2.1 진동 피로 해석 이론

냉각 모듈(cooling module)의 동적 특성은 노면으로부터 입력되는 하중과 냉각 팬의 회전에 의한 공진 주파수를 포함하고 있어서 이에 대한 고려가 요구되는데, 최근에는 이러한 동적 특성을 고려한 공진 내구성 평가가 이루어지고 있다. 진동 피로 해석은 주파수 응답 결과와 주파수 영역의 동하중을 중첩하여 동응력을 구하고 이를 피로 해석 기법에 적용하여 부품이나 구조물에 대한 피로수명을 예측하는 방법이다. 이와 같은 진동 피로 해석은 시간 영역이 아닌 주파수 영역에서 피로 해석이 이루어진다. 진동 피로 해석에서 피로 손상(fatigue damage)은 Dirlik⁽⁶⁾⁻⁽⁷⁾에 의하여 식(1)과⁽⁶⁾⁻⁽⁷⁾ 같이 정의되며, 손상률의 역수가 피로수명이 된다.

$$D_{WB,Dirlik} = \frac{E [P] T}{b} \int_0^{\infty} S_a^m f_{s_a}(S_a) dS_a \quad (1)$$

여기서, $E[P]$ 는 초당 응력이력의 최고치(peak value)의 기대값이고, T 는 시간을 나타낸다. S_a 는 응력진폭 b , 와 m 은 $S-N$ 곡선의 피로강도계수 및 지수를 각각 나타낸다. 하중이력의 파워스펙트럼과 부품의 주파수 응답 값을 중첩하여 응력 파워스펙트럼을 산출한다. 응력 파워스펙트럼을 이용하여 확률밀도함수 $f_{s_a}(S_a)$ 를 평가 할 수 있다. Dirlik은 동하중 이력곡선의 특성을 표현하는 확률 밀도함수 $f_{s_a}(S_a)$ 를 경험식으로 구했다. Fig. 1은 본 연구에서의 방진고무 부품의 피로수명 평가 절차를 나타낸 것이다.

2.2 재료 및 정적 시험방법

본 연구에서 사용된 재료는 천연고무(NR)로 소

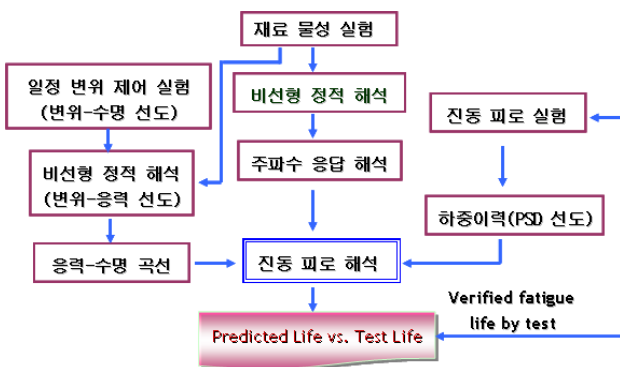


Fig. 1 Procedure of fatigue life evaluation

재의 화학성분은 Table 1과 같다. 재료의 정적 거동을 표현하기 위한 변형률 에너지 함수는 인장, 전단, 압축시험 등을 통하여 평가할 수 있다. 본 연구에서는 단축인장시험(uniaxial tension test)과 이축 인장 시험(biaxial tension test)을 수행하였다.

단축 인장 시험편은 ASTM D 412-06a⁽⁸⁾ 규정에 의하여 제작되었으며, 실험장비는 MTS 810 유압서보식 시스템을 사용하여 실험을 수행하였다. Fig. 2는 단축 인장 시험편의 형상을 나타낸 것이다. 이축 인장시험편은 원주방향으로 균일한 하중을 부가하기 위하여 16개의 그림을 고무시편의 가장자리에 체결하도록 제작되었다. Fig. 3은 이축인장 시험편의 형상을 나타낸 것이다. 한편, 고무재료는 일정 변형률 범위에서 반복하중이 작용할 때, 첫 번째 사이클에서의 응력보다 그 이후 사이클에서의 응력이 점점 완화되는 현상이 발생하는데 이러한 현상을 Mullins 영향⁽⁹⁾이라고 한다. 일반적으로 고무는 5~10회 정도의 반복하중을 가했을 때 응력-변형률 곡선이 안정화됨이 보고되고 있다. 따라서 변형률 25, 50, 100% 범위에 따른 인장시험을 수행하기 위하여 5~10회 반복구간을 설정하여 안정화 시킨 후 응력-변형률 곡선을 평가 하였다.

2.3 진동특성 및 피로수명시험

방진고무는 냉각모듈(cooling module)의 상하부에 부착되어 지지(mount) 기능을 하며, 냉각 팬의 회전 및 외부에서 들어오는 반복하중에 의해 발생하는 진동을 절연(isolation)시키는 역할을 한다. 그러나 이 부품은 차량 주행 중 반복하중과 공진에 의해 피로손상이 발생 되므로 진동 특성을 고려한 피로 수명 평가가 필수적이다.

Table 1 Chemical elements (%)

N	C	H	O
0.88	82.47	8.16	1.22

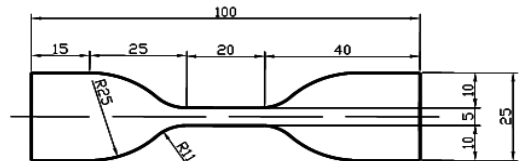


Fig. 2 Tensile test specimen (mm)

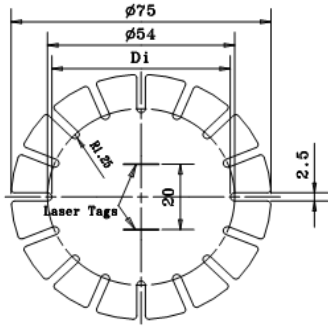


Fig. 3 Biaxial tensile test specimen(mm)

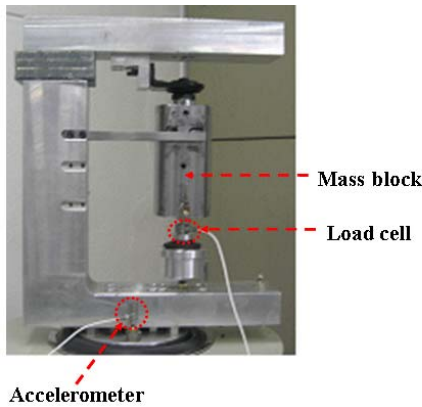


Fig. 4 Jig and fixture for shaker test system

또한, 냉각 모듈(cooling module)은 외부에서 들어오는 반복하중과 팬 회전에 의한 공진 주파수를 포함하고 있다. 따라서 본 연구에서는 냉각 모듈의 진동 특성을 고려하기 1/2 형태를 모방하여 진동 시험을 수행하였다. Fig. 4는 이를 나타낸 것으로 ‘ㄷ’ 자형 지그와 냉각 모듈의 1/2 무게 4kg를 갖는 진동 시스템을 제작하였다. 시험에 사용된 시험기는 EDS 50-150(Famtech co.)으로 20g까지 진동시킬 수 있는 시험기이다. 진동 내구시험 조건은 가속도 1.65g에서 주파수 범위 9~55Hz의 duration time 은 54초이다.

부품의 진동 피로수명을 평가하기 위해서 S-N 선도가 필요하다. 그러나 연구에 사용된 부품의 정확한 응력을 결정하기가 매우 어렵기 때문에 변위제어로 부품의 피로시험이 수행되었다. 일정 변위 제어(displacement control) 시험은 MTS-810 만능 시험기를 이용하여 상온에서 수행하였다. 압축 평균응력 하에서의 변위제어로 주파수 3Hz의 평균 변위진폭 $\pm 2\sim 3$ mm, 정현파(sine wave)형으로 수행하였다.

2.4 유한요소 및 진동피로 해석

본 연구에서의 방진부품은 고무부와 플라스틱 인서트부로 이루어져 있다. Fig. 5는 이의 형상을 나타낸 것으로 인서트부를 고무부가 감싸고 있는 형태이다. 해석을 수행하기 위한 유한 요소모델링 및 해석 프로그램은 PATRAN ver.2006⁽¹⁰⁾과 ABAQUS ver.6.5⁽¹¹⁾를 사용하였다. Fig. 6은 부품의 유한요소모델과 경계조건을 나타낸 것이다. 해석에 사용된 요소의 종류는 8절점 6면체 요소인 CHEXA이고, 총 41,130개의 요소와 49,705개의 절점을 사용하였다. 경계조건은 냉각모듈과 이를 접촉시키는 핀(pin)을 모사하여 설정하였으며, 지그와 방진고무사이의 접촉조건을 고려하여 해석을 수행하였다.

진동특성을 고려한 피로해석을 수행하기 위해 주파수 응답 해석을 수행하였다. 주파수 응답 해석은 정상상태 가진에 대한 시스템의 주파수-응력 관계를 얻는 방법이다. 부품이나 구조물이 주기적인 가진을 받고 있는 경우, 가해지는 하중의 크기와 주파수를 이용하여 실제의 시간 영역에서 응답을 구할 수 있으며, 이 결과를 주파수 영역으로 바꾸는 것이다.

초기 부품의 조립상태를 고려해서 비선형 정적 해석 후 이를 고려한 주파수 응답해석을 수행하였다. 진동 피로해석을 하기 위해서는 주파수 응답과 파워스펙트럼 곡선이 요구된다.

진동 피로 해석을 수행하기 위해서 주파수 영역(frequency domain)에서의 하중이력은 하중 센서로

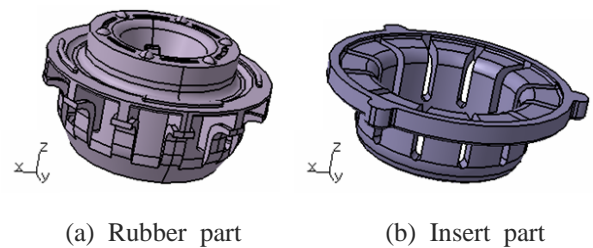


Fig. 5 Configuration of isolator model

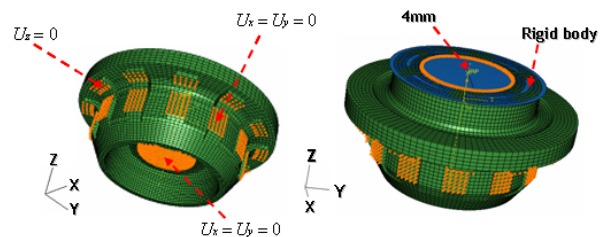


Fig. 6 Boundary conditions of finite element model

부터 측정된 시간에 대한 이력을 주파수 변환(FFT)을 하여 파워스펙트럼 밀도(power spectral density)로 평가하였다.

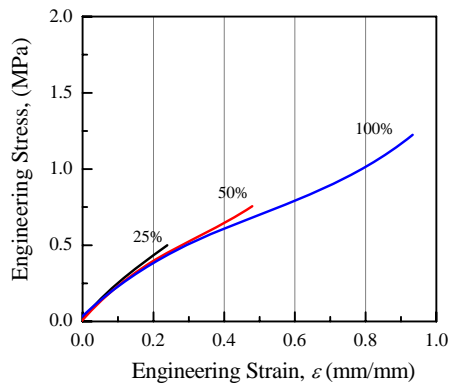
3. 실험 및 해석 결과

3.1 정적 거동 및 유한요소 해석

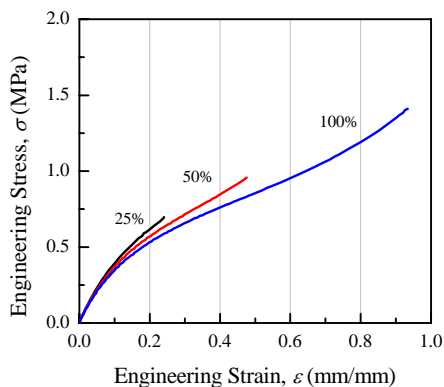
정적 시험을 수행하여 부품의 기계적 특성 및 응력-변형률 선도를 평가하였다. Table 2는 인장강도, 연신율, 경도를 나타낸 것이다. Fig. 7(a, b)은 단축 및 이축 인장 시험의 결과를 변형률 범위 25~100%에서 나타낸 것이다. 변형률 에너지

Table 2 Mechanical properties

Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Hardness (Shore A)
25	670	44



(a) Uniaxial tensile test curve



(b) Biaxial tensile test curve

Fig. 7 Stress-strain curve for isolator material

Table 3 Rubber constants for Ogden strain energy function $N=3$

Order	μ_i (MPa)	α_i
$N=1$	-8.67	2.14
$N=2$	4.49	2.69
$N=3$	4.67	1.65

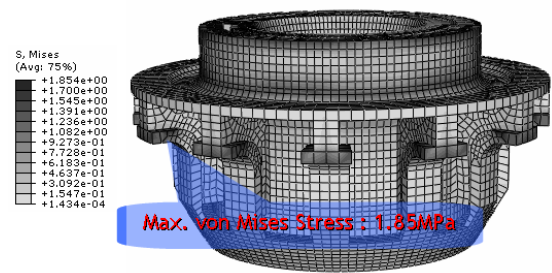


Fig. 8 von-Mises stress contour for static analysis

함수는 Ogden 3항으로 평가 되었으며, Ogden 모델은 식 (2)와 같다.

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} (\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i}) \quad (2)$$

여기서, μ_i 및 α_i 은 Ogden 상수이며, λ 는 연신율이다.

Table 3은 변형률 범위 100%에서의 재료 상수 값을 나타낸 것이다. 재료상수 값을 바탕으로 방진고무의 유한요소 해석결과는 Fig. 8과 같다. 최대응력 발생은 지그와 접촉하는 부위에서 발생하였으며, 변위와 응력의 관계식은 다음과 같다.

$$\sigma_{von\ max.} = 0.11\delta^2 + 0.24\delta \quad (3)$$

3.2 피로수명 및 진동 특성

Fig. 9는 일정변위 진폭에서의 부품의 변위와 수명과의 관계를 나타낸 것이다. 압축변위가 클수록 피로수명은 감소함을 알 수 있다. 피로수명은 부품의 초기 최대하중이 60% 감소되는 시점으로 정의하였다. Fig. 10은 일정변위 진폭 $\pm 3\text{mm}$ 에서의 시간에 따른 최대하중의 감소거동을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 최대하중이 60% 감소 후 시간이 지나면서 안정화 된다 식 (8)을 이용하여 Fig. 9의 변위는 FEM해석의 응력으로 대응된다. 이의 결과를 이용하여 Fig. 11의 응력-

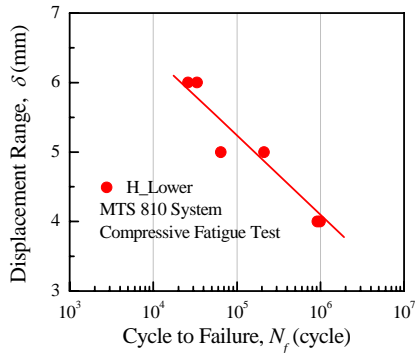


Fig. 9 Displacement-life curve for isolator component

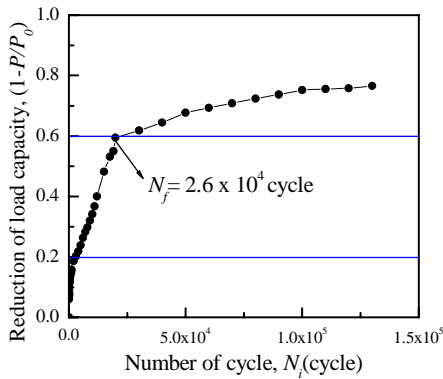


Fig. 10 Behavior of reduction of load capacity for constant displacement test

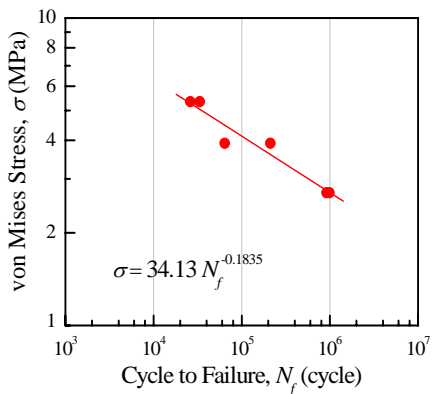


Fig. 11 Stress-life curve for components

수명 선도를 평가하였고 관계식은 다음과 같다.

$$\sigma_{von\ max.} = 34.1 N_f^{-0.18} \quad (4)$$

한편, 진동피로 해석을 수행하기 위해 하중이력
은 주파수 영역에서의 파워스펙트럼밀도 형태로

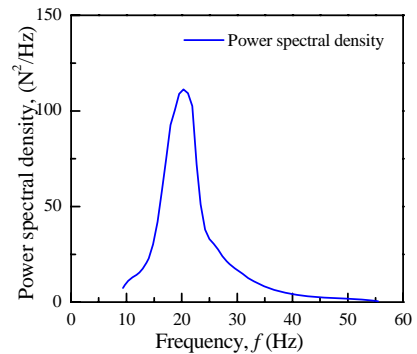


Fig. 12 Power spectral density on frequency domain

Table 3 Fatigue results using shaker system at 1.65g level

Fatigue life of shaker test(sec)				mean	S.D
51,300	50,760	54,540	57,240	53,460	3,022

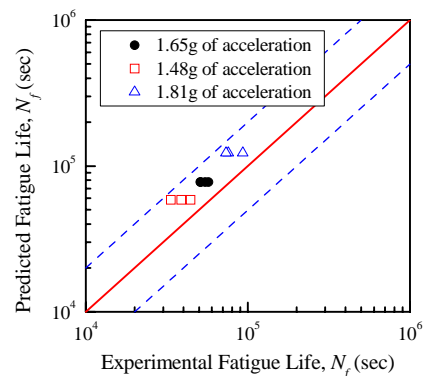


Fig. 13 Comparison of experimental and predicted fatigue life for individual acceleration level.

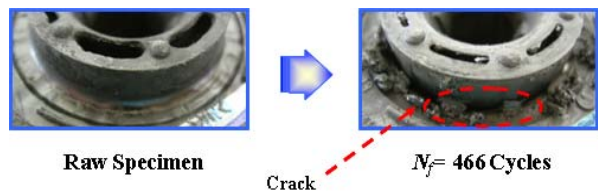


Fig. 14 Fatigue damaged specimen by shaker test

변환된다. Fig. 12는 이를 나타낸 것이며, 물리적
의미는 특정 주파수에서의 피로손상에 대한 기여
도를 나타낸 것이다. 본 연구의 진동시스템은 상
하방향에 대하여 약 21Hz에서 공진을 나타낸다.
따라서 가진 범위(9~55Hz)에서의 피로손상은 진
동하중에 의한 것이 지배적임을 알 수 있다.

3.3 진동피로 수명

유한요소 해석을 통하여 평가된 응력-수명선도와 하중이력의 PSD를 바탕으로 진동 내구수명을 평가하였다. Fig. 12의 하중의 PSD와 주파수 응답함수를 중첩하여 응력의 PSD를 얻을 수 있다. 이로부터 평가된 손상률은 1.286×10^{-5} damage/sec로서 약 77,760sec(21.6hour)로 평가되었다.

한편, Table 3은 1.65g 에서의 시료 4개에 대한 진동 피로 평균수명과 변동을 나타낸 것이다. Fig. 13은 실험과 해석으로 얻어진 수명의 관계를 나타낸 것이다. 이의 결과로 오차범위 범위 2배 이내에서 일치함을 알 수 있으며, 실험으로 평가된 수명이 더 작게 평가 되었다. 진동피로 수명은 초기 최대하중의 60% 감소로 정의된 것이다. Fig. 14는 가진 시험 전·후 손상된 부품을 나타낸 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 고무부품의 진동 특성을 고려한 내구성 평가를 수행하였다. 또한, 자동차 방진고무의 진동 피로실험을 수행하여 수명을 평가하였으며, 피로 해석을 통하여 수명을 예측하고 실험결과와 상관관계를 나타내었다. 이의 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) 단축 인장 및 이축 인장시험을 통하여 본 연구에 가장 적합한 변형률 에너지 모델은 Ogden 3항으로 평가되었다.

(2) 지그와의 접촉조건을 고려하여 정적 해석을 수행한 결과 변위와 응력과의 관계를 도출하였다. 또한, 일정 변위제어 피로시험 결과와 정적 응력 해석 결과의 변위-응력과의 관계로부터 다음과 같은 응력-수명과의 관계식을 평가하였다.

$$\sigma_{vonmax.} = 34.1N_f^{-0.18}$$

(3) 진동 피로시험을 수행하여 평가된 하중이력 및 진동 특성을 고려한 내구성 해석 결과 피로손상률은 1.286×10^{-5} damage/sec로 평가되어, 약 77,760 sec(21.6hour)의 수명을 도출하였다. 이의 결과는 진동 피로시험을 통하여 평가된 피로수명과 비교하여 약 2배수 범위에서 일치함을 알 수

있다.

후 기

본 연구는 BK21 사업의 일환으로 한라공조의 연구지원에 의해 이루어졌습니다.

참고문헌

- (1) W.D. Kim, et al., 2001, "Development of Integrated Design System for Mechanical Rubber Components," KIMM Report.
- (2) W.D. Kim, H.J. Lee, J.Y. Kim, S.-K. Koh, 2004, "Fatigue life estimation of an engine rubber mount," International Journal of Fatigue, pp.553~560.
- (3) Changsu Woo, Wandoo Kim, Wansoo Kim, Jaedo Kwon, 2004, "Effects of maximum strain and aging conditions on the fatigue life of vulcanized natural rubber," Transactions of KSAE, pp.181~190
- (4) Chang-Su Woo, Wan-Doo Kim, Jae-Do Kwon, 2008, "A study on the material properties and fatigue life prediction of natural rubber component," Materials Science and Engineering, pp.376~381
- (5) R. K. Luo, W. X. Wu, 2006, "Fatigue Failure Analysis of Anti-vibration Rubber Spring," Eng. Failure Analysis, Vol. 13, pp. 110~116.
- (6) B.J Kang and H.-C. SIN, 2007, "Optimal Shape Design of the Front Wheel Lower Control Arm Considering Dynamic Effects," International Journal of Automotive Technology, pp.309~217.
- (7) MSC.software, 2006, MSC.Fatigue. Quick start guide, Ver.2006.
- (8) American Standard of Testing Materials, 2006, "Standard Test Methods for Vulcanized Rubber and Thermoplastic Elastomers Tension," D 412-06a
- (9) Alan N. Gent, 1992, "Engineering with Rubber," Oxford University Press, New York
- (10) MSC.software, 2006, MSC.Patran Users guide, Ver 2005.
- (11) Abaqus User'sManual, ABAQUS, Inc. 2007