

자동차용 고무 부품에 대한 대변형 유한요소해석 Large Deformation Finite Element Analysis for Automotive Rubber Components

김 현 영*, 최 천**, 방 원 준**, 김 재 수**
H. Y. Kim, C. Choi, W. J. Bang, J. S. Kim

ABSTRACT

The objective of this study is to analyze the static and dynamic characteristics of automotive rubber components by computer simulation. Bush /rectangular type engine mounts and wind shield weather strip are analyzed by using the commercial code ABAQUS and the results are verified by experiments. Large deformation static response is analyzed in order to get the information about the deformation pattern and static stiffness of engine mounts, and about the seperation force of wind shield weather strip from body. The isothermal steady-state dynamic response of components which have been subjected to an initial static pre-load is analyzed for the dynamic stiffness of engine mount rubber components. There are good agreements between simulation and experiments. So it is possible to apply the computer simulation to the design of automotive rubber components.

주요기술용어 : Engine Mount, Wind Shield Weather Strip, Finite Deformation(유한변형), Hyperelastic(초탄성), Viscoelastic(점탄성) Static/Dynamic Stiffness(정/동 스프링 계수)

1. 서 론

최근 컴퓨터의 대형화, 고속화에 따라서 유한요소법을 이용한 비선형 해석이 설계에 실용되며, 금속 재료 뿐만 아니라 고무와 플라스틱 등의 유기 재료에도 그 적용이 기대된다. 특히, 고무 부품은 자동차의 여러가지 시스템의 주요 부품이 되는 경우가 많지만, 아직까지 고무부품 설계는 시행착오에 의한 경험적 수법이나 실험에 의존한 경우가 대부분이며, 특히 엔진마운트용

고무 부품(engine mounting rubber component)은 그 기능상 엔진 마운팅 시스템 설계와 형상 설계를 병행하여야 하므로 개발 효율을 고려해 볼 때, 수치해석에 의한 검토가 필수적이다. 즉, 컴퓨터 시뮬레이션(simulation)을 통하여 고무의 형상에 따른 특성을 미리 예측함으로써 시제품 제작에 드는 막대한 시간과 경비를 줄일 수 있다. 엔진 마운트는 엔진을 차체에 지지하며, 엔진의 진동절연 역할을 하는 것으로 변위 규제는 정적 스프링 상수(static stiffness)로 결정

* 정회원, 기아자동차 중앙기술연구소
** 기아자동차 중앙기술연구소

하며, 방진 기능은 동적 스프링 상수(dynamic stiffness)에 의하여 결정한다.

고무는 역학적 성질의 특수성, 즉 대변형(large deformation), 비선형(non-linear)을 나타내므로 미소 변형 이론을 해석에 이용할 수 없다. 그러므로 고무부품의 비선형 해석을 수행할 때는 유한 탄성론에 기인한 고무의 비선형 특성 모델화, 대변형 이론에 의한 구성식이 필요하다.^{1~3)} 본 연구에서는 이와 같은 필요 해석 기능을 만족하는 범용 비선형 해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하여 자동차용 고무 부품에 대한 대변형 해석을 수행하였다. 고무의 역학적 성질은 초탄성(hyperelasticity) 및 점탄성(viscoelasticity)으로 나타낼 수 있으며, 각각 비선형 탄성해석 및 시간 의존성을 고려한 동해석에 사용된다.

본 연구에서는, 승용차에 주로 사용되는 부시형(bush type)과 상용차에 사용되는 각형(rectangular type)의 2가지 형태의 엔진 마운트에 대한 정적 대변형 해석 및 기하중(preload)하에서의 동특성 해석, 그리고 Wind Shield의 Weather Strip에 대한 정적 대변형 해석을 수행하였다. 부시형 엔진 마운트의 경우 2차원으로 모델링하였으며, 정특성에 영향을 미치는 스톱퍼(stopper)의 위치 및 간극의 크기를 결정하기 위하여 변형단계별 변형 양상 및 스톱퍼의 접촉시의 하중치를 구하였다. 각형의 경우 3차원으로 모델링하였으며, 여러 방향으로 하중을 가하여 각 방향에서의 접촉면 및 변형에 따른 하중치를 구하였으며, 또한 정적 기하중하에서 미소 변위의 진동에 대한 주파수 영역(frequency domain)에서의 동적 스프링 상수를 구하여 실험 결과와 비교 분석하였다. 또한 정적 하중에 대한 Wind shield의 이탈력을 예측하기 위하여 Weather Strip 단면에 대한 변형 해석을 수행하였으며, 몇 가지 장착 상태에 대한 이탈력을 구하여 비교하였다.

2. 초탄성 거동(Hyperelastic Behaviour)

대 변형(약 변형률 500%)에 대하여 탄성반응을 나타내는 고무와 같은 재료의 거동을 기

술하는 데 초탄성 모델이 사용된다. 일반 탄성론에서는 물체에 하중이 가해져 변형이 발생한 후, 제하(unloading)시키면 원래상태로 되돌아오는 성질을 탄성이라 하며, 하중과 변형과의 관계는 선형(linear)으로 가정한다. 그러나 고무와 같은 재료는 하중과 변형이 비선형 관계의 범위에 대하여도 탄성 거동을 나타낸다.

유한변형(finite deformation) 혹은 대변형의 탄성거동에 대하여, 단위 체적당 변형률 에너지(strain energy) U 의 변화율이 응력에 의한 일률과 같다는 개념을 이용하여, 고무와 같은 초탄성체의 거동을 기술할 수 있다.

$$\underline{T} = \frac{\partial U}{\partial \underline{\varepsilon}}, \quad T_{ij} = \frac{\partial U}{\partial \varepsilon_{ij}} \quad (1)$$

여기서, \underline{T} 는 2nd Piola-Kirchhoff 응력 텐서(tensor)이며, $\underline{\varepsilon}$ 는 Green-Lagrange 변형률 텐서이다.^{4,5)} 이때 변형률 $\underline{\varepsilon}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\underline{\varepsilon} = \frac{1}{2}(\underline{F}^T \underline{F} - \underline{I}) \quad (2)$$

윗 식에서 \underline{F} 는 변형 구배 텐서(deformation gradient tensor)이다.

$$\underline{F} = \frac{\partial \underline{x}}{\partial \underline{X}}, \quad F_{ij} = \frac{\partial x_i}{\partial X_j} \quad (3)$$

\underline{x} 는 현재 배치(current configuration), \underline{X} 는 기준 배치(reference configuration)를 나타낸다. 이때 \underline{F} 는 현재 배치에서의 입자의 변형을 특징지우는 텐서이다. 1축 인장 시험에서 2nd Piola-Kirchhoff 응력 및 Green-Lagrange 변형률은 다음과 같다.

$$T = \frac{A}{A_0} \left(\frac{P}{A_0} \right) \quad (4)$$

$$E = \frac{L^2 - L_0^2}{2L_0^2} \quad (5)$$

위에서 P 는 하중, A_0, A 는 초기 및 변형 후의 소재의 단면적이며, L_0, L 은 초기 및 변형 후의 길이를 나타낸다. 일반적으로 해석에서는 물리적인 의미를 갖는 공칭 응력(engineering stress)과 공칭 변형률을 사용하여, Total Lagrangian Formulation을 이용한다.

방진 고무(natural rubber)의 변형을 나타내기 위하여, 일반적으로 i) 재료 거동은 탄성적이며, ii) 등방성(isotropic)이며, iii) 재료는 비압축성으로 가정한다.¹⁶⁾ i), ii)의 가정으로부터 변형률 에너지 U 는 변형률 불변 계수(strain invariant)의 함수로 표현될 수 있다.

$$U=U(I_1, I_2, J) \quad (6)$$

여기서, 변형률 불변 계수를 주신장률(principal stretch) λ 로 표시하면,

$$I_1=\lambda_1^2+\lambda_2^2+\lambda_3^2$$

$$I_2=\lambda_2^2\lambda_3^2+\lambda_3^2\lambda_1^2+\lambda_1^2\lambda_2^2$$

$$J=\lambda_1\lambda_2\lambda_3 \quad (7)$$

식 (7)에서 재료를 비압축성으로 가정하면, $J=1$ 이며,

$$U=U(I_1, I_2) \quad (8)$$

편차변형률과 정수압효과를 분리하기 위하여 수정된 불변계수를 사용하면, strain energy를 다음과 같은 polynomial로 나타낼 수 있다.

$$\bar{\lambda}_i=J^{-1/3} \lambda_i \quad (9)$$

$$\bar{F}=J^{-1/3} F \quad (10)$$

$$I_1=\bar{\lambda}_1^2+\bar{\lambda}_2^2+\bar{\lambda}_3^2$$

$$I_2=\bar{\lambda}_2^2\bar{\lambda}_3^2+\bar{\lambda}_3^2\bar{\lambda}_1^2+\bar{\lambda}_1^2\bar{\lambda}_2^2 \quad (11)$$

$$U=\sum_{i=1}^N C_{ij}(\bar{I}_1-3)^i (\bar{I}_2-3)^j + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J-1-R)^{2i} \quad (12)$$

여기서, C_{ij}, D_i 는 상수이며, $R(T)$ 는 열팽창에 관련된 공칭에 체적 변형률(nominal volumetric strain)을 나타낸다. Mooney Rivlin 모델은 식 (12)에서 비압축성 및 $N=1$ 일 때이며, 변형이 150% 이상의 대변형 해석에서는 $N=2$ 인 모델이 많이 사용된다. 다음은 $N=1$ 및 $N=2$ 의 모델을 각각 나타낸다.

$$U=C_{10}(I_1-3)+C_{01}(I_2-3) \quad (13)$$

$$U=C_{10}(I_1-3)+C_{01}(I_2-3) + C_{20}(I_1-3)^2+C_{11}(I_1-3)(I_2-3) + C_{02}(I_2-3)^2 \quad (14)$$

재료의 반응은 윗 식에서 상수 C_{ij} 에 의하여 결정되며, 이들은 재료상수로서 단순한 변형을 포함하는 실험 - 1축 인장시험, 2축 인장시험, 전단시험 - 으로부터 얻어진 공칭응력-공칭변형률 관계를 이용하여 정해진다. 또한, 이들 3가지 재료 거동 양상에 대한 안정성(stability)을 보장받기 위하여 측정된 응력-변형률은 다음의 부등식을 만족하여야 한다.(Drucker stability)^{6,7)}

$$d\sigma \cdot d\epsilon > 0 \quad (15)$$

3. 점탄성 거동(viscoelastic behaviour)

시간 의존성을 고려한 탄성이론을 점탄성 이론이라 한다. 최근 수치나 각종의 인공 및 천연 섬유를 포함하는 고분자 재료의 복잡한 기계적 성질을 이용하는 것이 갈수록 중요해지고 있으며, 이들 재료에 대하여는 시간이 중요한 역할을 하는 것이 특징이다. 점탄성체의 기계적 성질을 나타내는 데는 다수의 파라미터(parameter)로

구성된 다요소 모형을 사용해야 하며, 2개의 대표적인 역학 모델로부터 그 기본적인 역학특성을 이해할 수 있다. 즉 탄성 스프링과 댐퍼(damper)의 병렬 결합과 직렬 결합으로서 각각 Voigt 모델, Maxwell 모델이라 한다.¹⁰⁾ Maxwell 모델에서 물체에 일정한 변형률을 가하고 이를 유지할 때 응력이 시간과 더불어 감소하는 현상을 응력 완화(stress relaxation)라 하고, 일정 응력을 작용시킬 때 시간과 더불어 변형률이 증가하는 현상을 creep이라 하며, 점탄성체의 중요한 역학적 특성이다.

점탄성체에 대한 미소 변형률의 전단 시험의 경우, 시간 의존형 전단 변형률 $\gamma(t)$ 가 재료에 가해지면 그 반응은 전단 응력 $\tau(t)$ 이다.

$$\tau = G \left\{ \gamma + \int_0^t g(t-s) \dot{\gamma}(s) ds \right\} \quad (16)$$

여기서, G 는 전단 탄성 계수이며, $g(t)$ 는 전단 완화 함수(shear relaxation function)이다. $t=0$ 에서 전단 변형률 γ 를 가하고, 그 후 일정하게 유지하면 우변의 2번째 항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \int_0^t g(t-s) \dot{\gamma}(s) ds &= \int_0^{0^+} g(t-s) \frac{d\gamma}{ds} ds \\ &= g(t) \gamma \end{aligned} \quad (17)$$

그러므로

$$\tau = G \{ 1 + g(t) \} \gamma \quad (18)$$

시간 의존형 전단 완화 계수를 $G_R(t)$ 라 하면,

$$G_R(t) = G \{ 1 + g(t) \} \quad (19)$$

$$\tau = G_R(t) \gamma \quad (20)$$

식 (19)로 부터

$$g(t) = \frac{G_R}{G} - 1 \quad (21)$$

그러므로 $G_R(t)$ 를 알면, G 는 $G_R(\infty)$ 이므로 $g(t)$ 가 결정된다. γ 가 harmonic이면,

$$\gamma = \gamma_0 \exp(i\omega t) \quad (22)$$

여기서, ω 는 circular frequency이다. 정상 상태(steady-state)를 나타내기 위하여 식(16)의 오른쪽 항의 적분 구간을 수정하고, 식 (22)을 대입하면,

$$\begin{aligned} \tau &= \gamma_0 G \{ \exp(i\omega t) \\ &\quad + i\omega \int_{-\infty}^{\infty} g(t-s) \exp(i\omega s) ds \} \end{aligned} \quad (23)$$

주파수 영역에 대한 반응을 구하기 위하여 $g(t)$ 에 대한 Fourier Transform을 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \tau &= G \{ [1 - \omega \text{Im}(g)] \\ &\quad + i\omega \text{Re}(g) \} \gamma_0 \exp(i\omega t) \end{aligned} \quad (24)$$

여기서,

$$\begin{aligned} g(\omega) &= \text{Re}(g) + i\omega \text{Im}(g) \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} g(t) \exp(-i\omega t) dt \end{aligned} \quad (25)$$

$\text{Re}(g)$ 와 $\text{Im}(g)$ 는 $g(\omega)$ 의 실수부 및 허수부를 나타내며, $G \{ [1 - \omega \text{Im}(g)] + i\omega \text{Re}(g) \}$ 는 정상상태로 진동하는 재료의 주파수 의존형 전단계수이다. 일반적으로 전단 완화 함수를 정의함으로써 점탄성체의 물성치를 나타낼 수 있다.

$$\text{Re}(\omega g(\omega)) = G_L(\omega) / G_\infty = E_L(\omega) / E_\infty$$

$$\text{Im}(\omega g(\omega)) = 1 - G_L(\omega) / G_\infty$$

$$= 1 - E_s(\omega)/E_\infty \quad (26)$$

이때 $G_s(\omega)$, $G_L(\omega)$, $E_s(\omega)$, $E_L(\omega)$ 는 각각 주파수 의존형 저장(storage)계수, 손실(loss) 계수이다.

4. 재료 시험

일반적으로 고무는 비선형 응력-변형을 관계, 기하학적 비선형성 및 대변형을 나타낸다. 그러므로 고무부품의 비선형 정해석시 재료를 초탄성체로 가정하며, 기계적 특성을 결정하기 위하여는 변형을 에너지 함수 U 를 정의하여야 한다. 식(12)에서 비압축성 재료에 대한 변형을 에너지 함수는 신장률 λ 로 정의되는 불변 계수 I_1, I_2 와 계수 C_{ij} 로 나타나며, 재료의 특성은 C_{ij} 를 결정함으로써 알 수 있다. 이들 계수는 단순한 변형을 포함하는 실험 - 1축 인장시험, 2축 인장시험, 전단 시험 - 에 의하여 결정한다. 이 시험들 중 어느 하나의 시험으로 계수들을 충분히 결정할 수 있으나, 실제 적용시 관심있는 변형을 범위에 대하여 여러가지 변형 양상을 포함할 수 있도록 2가지 이상의 시험으로부터 데이터를 얻는 것이 바람직하다. 또한 고무재료는 반복하중에 대하여 elastic damage가 발생하여 stiffness가 감소하게 되며, 점성으로 인하여 히스테리시스(hysteresis)가 나타난다. 그러므로 재료 시험시 응력-변형률 데이터를 측정하기 전에 몇 회의 반복적인 부하가 필요하다.

Fig.1은 1축 인장 시험 결과로서 응력 대 변형률의 관계를 나타낸다. 인장 시험은 UTM(universal testing machine, INSTRON)을 이용하였으며, TES K681 덤벨형 3호 시편을 사용하였다. Fig.2는 전단 시험(shear test or planar test) 결과이다. 시험에 사용된 시편은 폭 50mm, 길이 55mm, 두께 1.6mm인 평판이며, 표점거리는 5mm로 하였다. 1축 인장 및 전단 시험으로부터 구한 응력-변형률 관계를 이용하여 식(12)의 계수 C_{ij} 를 결정하였다. 일반적으로 $N=1$ 일 경우 (Mooney-Rivlin), 1축 인장 시험만으로 충분하나, $N=2$ 일 경우에는 반드시 2가지 이상이 되

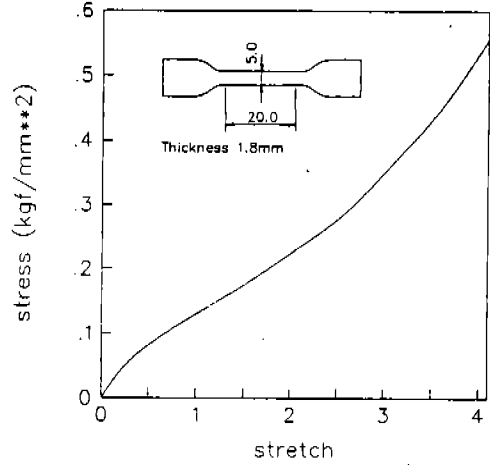


Fig.1 Force-displacement diagram of uniaxial tension test

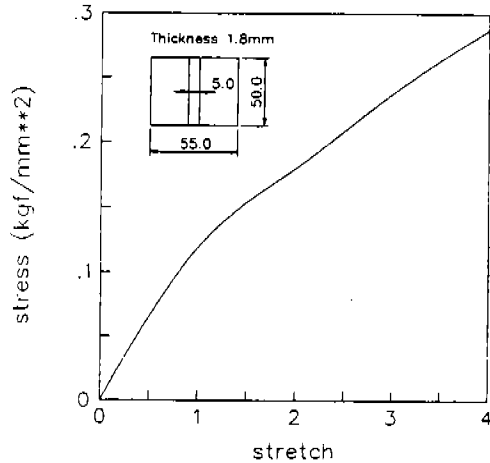


Fig.2 Force-displacement diagram of shear test

Table 1 The coefficients C_{ij} of strain energy polynomial

		(unit : kgf/mm**2)
		C_{ij}
$N=1$	C_{10}	0.03622
	C_{01}	-0.00335
$N=2$	C_{10}	0.05564
	C_{01}	-0.01625
	C_{20}	-0.00067
	C_{11}	0.00647
	C_{02}	-0.01781

도록 해야 한다. Table 1은 1축 인장으로 부터 구한 $N=1$ 일 때의 계수 및 1축 인장 및 전단 시험으로부터 구한 $N=2$ 일 때의 계수를 나타낸다. Bush형 엔진 마운트 및 weather strip 해석시에는 $N=1$ 인 식(13)을 사용하였으며, 각형 엔진 마운트 해석에서는 $N=2$ 인 식(14)를 strain energy 함수로 사용하였다.

또한 주과수 영역에서는 점탄성체의 동특성을 해석하기 위하여는 전단 완화 함수를 정의해야 하며, 식(26)에서 $E^*(=E_s+iE_L)$ 로 부터 전단완화함수 g 를 결정할 수 있다. 동적 스프링 상수 E^* 를 구하기 위하여 Visco Analyzer(METRAVIB INSTRUMENT)를 사용하였다. 상온($25^\circ\text{C}\sim 28^\circ\text{C}$)에서 미소 진폭의 harmonic oscillation에 대한 10Hz에서 100Hz까지의 주과수 영역에서의 E_s , E_L 값을 Fig.3에 나타내었다.

5. 해석 모델 및 결과

자동차용 엔진 마운트는 steel bracket과 고무재로 구성되며, 전체 계(system)에서의 특성을 구하기 위하여 bracket을 모델에 포함하였다. 해석은 상용 유한 요소 프로그램인 ABAQUS를 사용하였으며, 고무 부분은 비압축성을 나타내기 위하여 mixed formulation에 의한 hybrid 요소를 사용하였다. 실제 엔진 마운트 개발시에는 설계 사양에 주어진 하중 및 변위 영역에 대하여 원하는 stiffness를 보장하는 마운트 형상을 구해야 한다. 본 연구에서는 수치 해석의 신뢰도를 확인하기 위하여 현재 개발된 엔진 마운트에 관한 대변형 해석을 수행하여 각각의 변형 단계에서 변형양상과 하중치를 구하였으며, 이를 실험 결과와 비교하였다. 또한 Wind Shield Weather Strip의 차체 장착 과정과 장착 상태에서 Wind Shield에 하중을 가하였을 때 변형 양상과 이탈력을 구하였다.

5.1 부시형 엔진 마운트의 정적 대변형 해석

Fig.4는 승용차에 주로 사용되는 부시형 엔진 해결하기 위하여 stopper부분에 ABAQUS에서

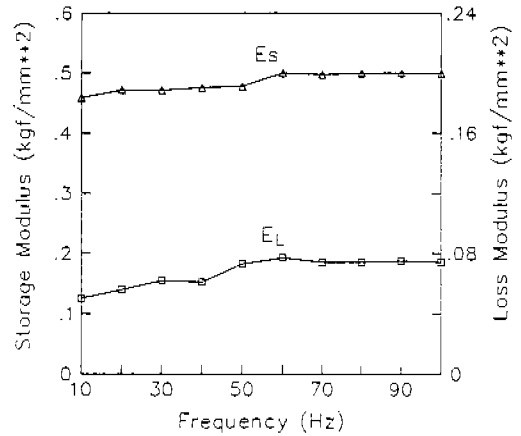


Fig.3 Storage(E_s) and loss modulus(E_L) with respect to frequency

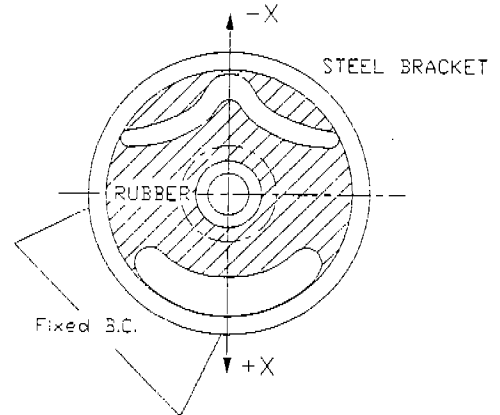


Fig.4 Schematic diagram and imposed boundary conditions of bush type engine mount

마운트와 그에 부가된 경계 조건 및 하중 조건을 나타낸 것이다. 충격 입력에 대한 엔진의 과도운동을 제어하기 위하여 운동 방향으로 스톱퍼를 설치한다. 스톱퍼의 위치 및 간극의 크기가 엔진 마운트 정적 특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여는 변형 거동 및 정적 스프링 상수를 구해야 한다. 중심부의 hole에 하중을 가하여 (+)X방향으로 20mm, (-)X방향으로 10mm 범위에서 고무재의 거동을 관찰한다. Fig.5는 (+)X방향, Fig.6은 (-)X방향으로 각 변형 단계에서의 변형 양상을 나타낸 것이다. 접촉 문제를

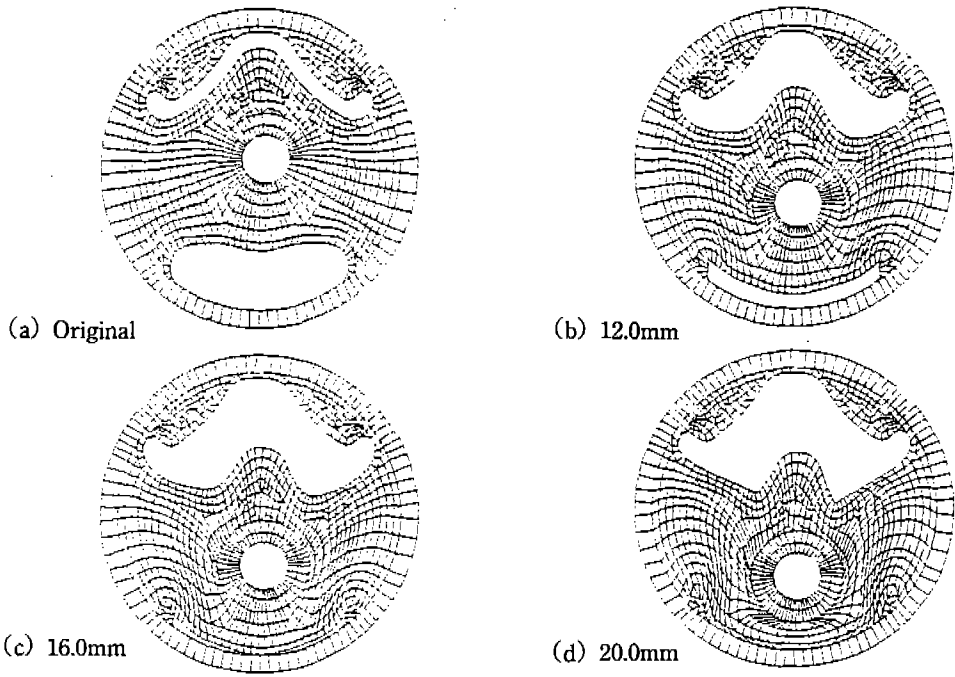


Fig.5 Deformation pattern of bush type engine mount along(+) X direction

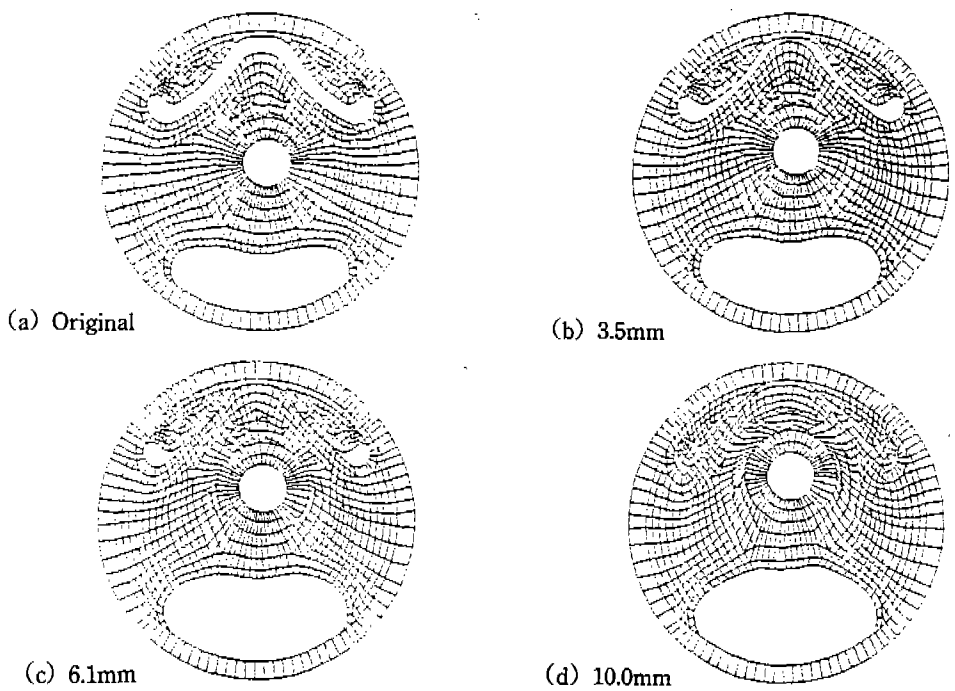


Fig.6 Deformation pattern of bush type engine mount along(-) X direction

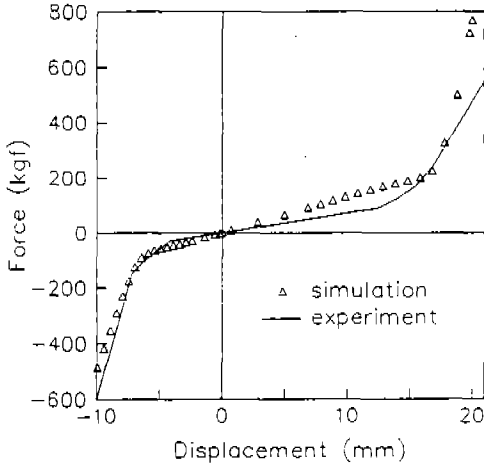


Fig.7 Force-displacement diagram of bush type engine mount

지원하는 SLIDE LINE과 ISL21요소를 사용하였다. 또한 Fig.7은 변형에 따른 하중 분포를 나타낸 것으로서 (+)X방향으로 16mm, (-)X방향으로는 6mm에서 스톱퍼가 접촉하여 이때부터 하중이 급격히 증가함을 알 수 있다. 해석과 실험결과는 (-)X방향의 하중에 대하여는 잘 일치하나, (+)X방향으로는 오차를 보임을 알 수 있다. 이는 주로 방진 고무재료의 물성치, 물성 모델, 그리고 해석 모델을 단순화하였기 때문인 것으로 생각된다.

5.2 각형 엔진 마운트의 3차원 대변형 정적 해석

각형 엔진 마운트는 주로 상용차에 사용되는 것으로서 그 형상이 비대칭이므로 3차원으로 모델링하여 해석하였다. Fig.8은 해석에 사용된

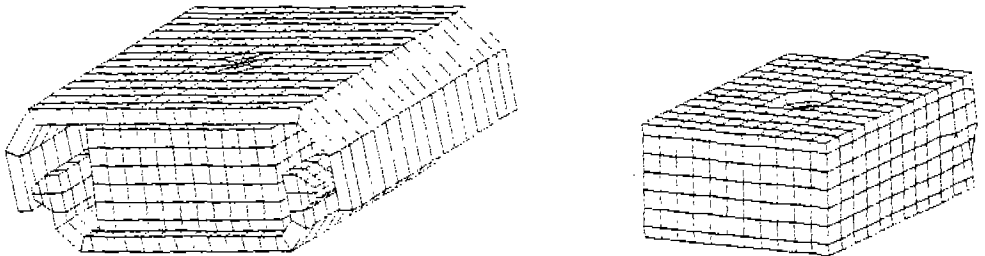


Fig.8 Rectangular type engine mount(original model)

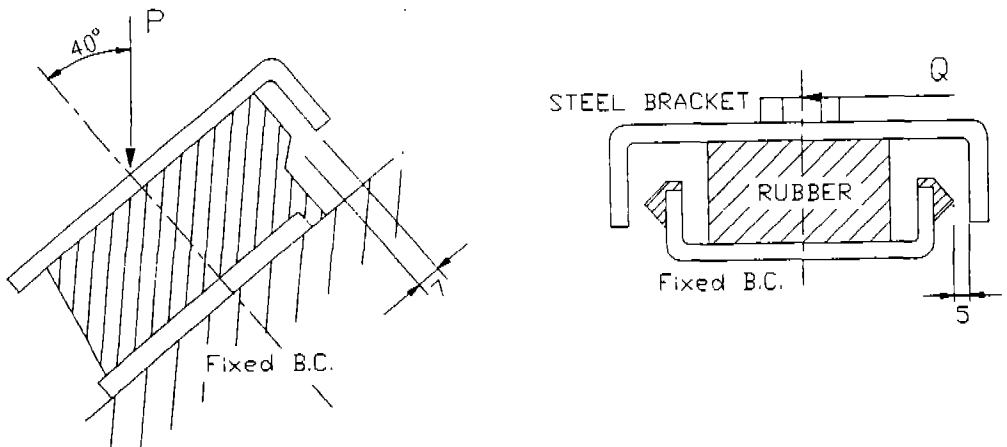


Fig.9 Schematic diagram and imposed boundary conditions of rectangular type engine mount

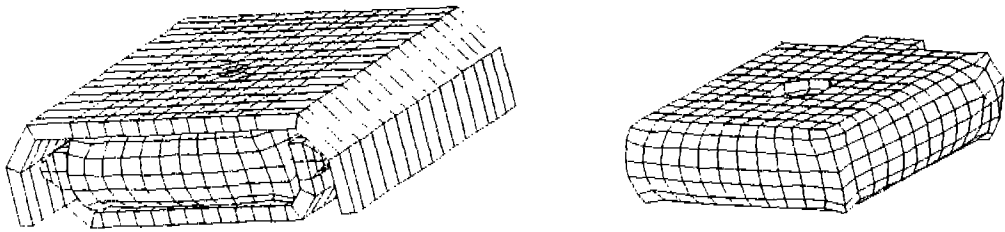


Fig.10 Deformed shape of rectangular type engine mount along P direction(12 mm)

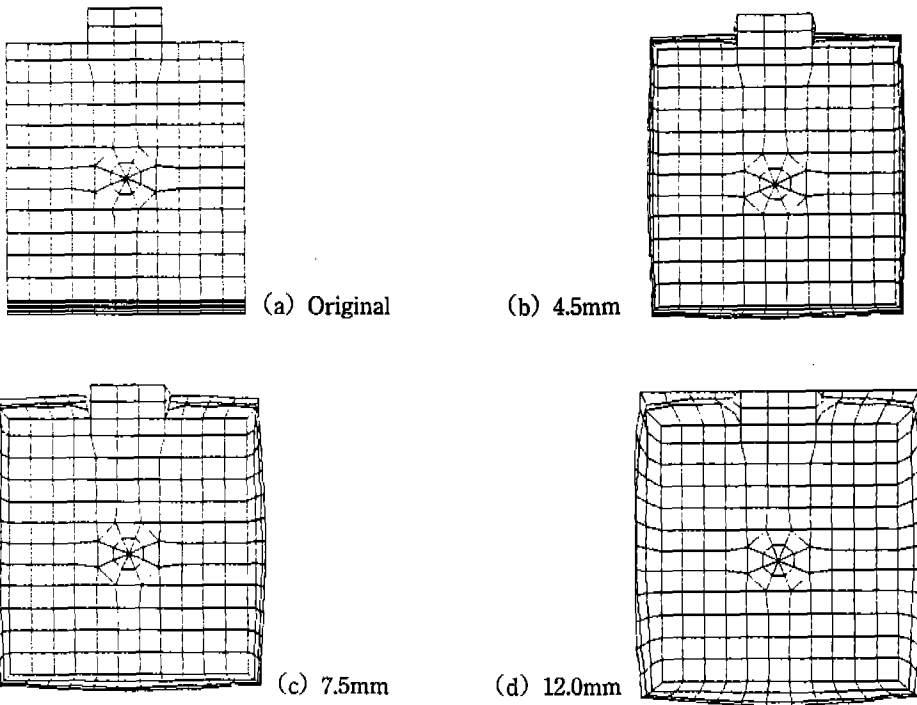


Fig.11 Deformation pattern of rectangular type engine mount [top view]

변형전의 엔진 마운트 모델 및 bracket을 제외한 고무부분만을 나타낸 것이며, Fig.9는 하중 및 경계조건을 나타내었다. 엔진 마운트는 40° 기울어져 있으며, 상부 plate는 x, z 방향을 구속하고 y 방향 (P)으로 15mm 변형하도록 하였으며, 하부 plate는 x, y, z 세방향 모두 구속하여 실험 조건과 같도록 하였다. 또한 전단 특성을 구하기 위하여 그림에서 Q 방향으로 7mm 변형시켰다. 해석에 사용된 모델은 3차원 연속체 요소로 구성되며, 총 1735 요소, 2446절점으로 구성된다. ABA-

QUS를 이용하여 3차원 접촉 문제를 해결하기 위하여 고무와 steel bracket 사이에는 Rigid Surface와 IRS31 요소를 이용하였으며, 고무와 고무 사이에는 INTER4 요소를 사용하였다. Fig.10은 P 방향으로 12mm 변형후의 변형 양상을 나타낸 것이다. 또한 Fig.11은 고무 부분만을 위에서 본 것으로서 각 변형 단계에서의 퍼짐 정도를 관찰하기 위한 것으로서 10mm에서 최초 접촉이 발생하였으며 최종 단계에서 지시한 부분이 접촉하였음을 알 수 있다. Fig.12는 P 방향으로 변

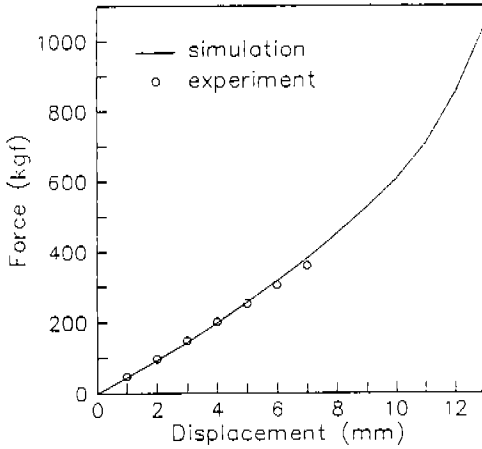


Fig.12 Force-displacement diagram of rectangular type engine mount along P direction

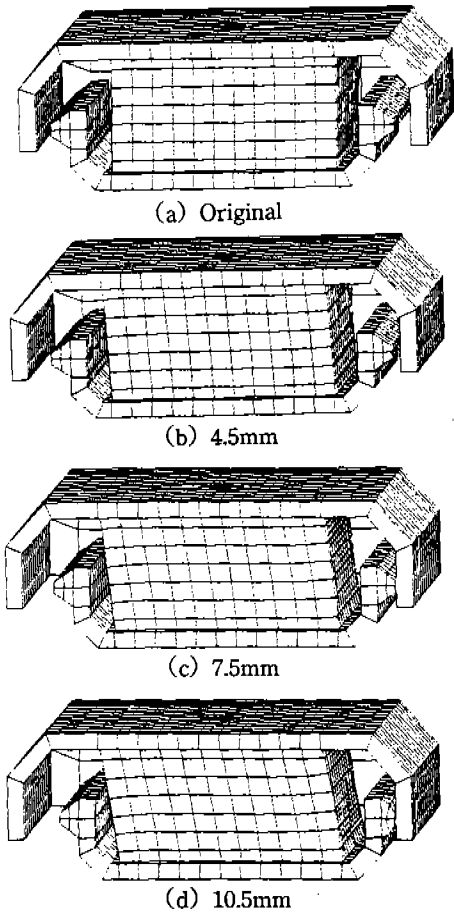


Fig.13 Deformation pattern of rectangular type engine mount along Q direction

형에 따른 하중 분포를 나타낸 것으로서 실험 결과와 해석 결과가 거의 일치한다. Fig.13은 Q 방향 하중에 대한 변형 양상을 나타낸 것이며, Fig.14는 고무 스톱퍼 부분만을 나타낸 것으로서 접촉이 발생한 후부터 고무 스톱퍼의 변형을 관찰한 것이다. Fig.15는 Q방향의 변형에 따른 하중-변위곡선으로 5mm에서 접촉이 발생하였으며, 이때부터 하중이 급격히 증가함을 알 수 있다.

5.3 각형 엔진 마운트에 대한 기하중하의 동특성 해석

엔진 마운트의 동특성을 구하기 위하여 주파수 영역(10~100Hz)에서의 동적 스프링 상수를 구하였다. 일반적으로 엔진 마운트 개발시 엔진 시스템 해석의 결과로부터, 엔진 진동 절연에

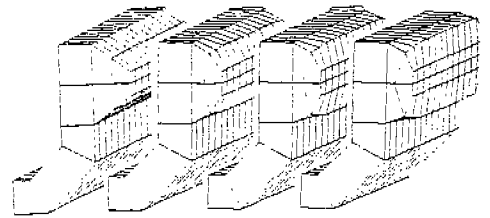


Fig.14 Detailed deformation of rubber stopper in rectangular type engine mount

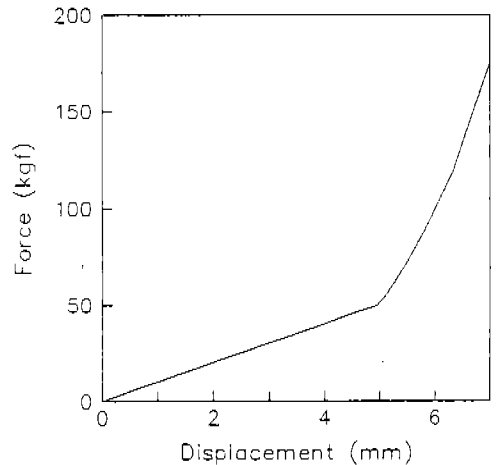


Fig.15 Force-displacement diagram of rectangular type engine mount along Q direction

요구되는 동적 스프링 상수를 보장할 수 있는 엔진마운트의 형상을 설계해야 한다. 동적 스프링 상수는 기하중의 크기, 주파수 영역, 가진 진폭, 재질의 온도 등에 민감하므로 주어진 형상에 대한 동특성의 정확한 예측이 매우 중요하다. 그러므로 본 연구에서는 엔진의 각 마운트에 부과되는 분담하중 146kgf의 정적 기하중하에서 0.2mm의 미소 변위 진동에 대한 주파수 영역에서의 동적 스프링 상수를 구하였으며, Fig.16에 그 결과를 나타내었으며, 실험 결과와 비교하였다. 실험 결과와 비교해볼 때 약 5% 오차 범위 내임을 알 수 있다.

5.4 Wind Shield Weather Strip에 대한 정적 대변형 해석

정적 하중에 대한 Wind Shield의 이탈력을 예측하기 위하여 단위 길이의 Weather Strip 단면에 대한 유한 요소 해석을 수행하였다. 해석은 Weather Strip의 처음 제조 상태로 부터 Wind Shield 및 차체에 장착하는 과정에 대한 시뮬레이션과 장착된 상태에서 Wind Shield에 정적 하중을 가하는 2단계로 구성된다. Weather Strip의 차체에 대한 장착 깊이를 변화하면서 각각에 대한 이탈력을 계산하였다. Fig.17은 제조 상태에서의 단면과 장착 과정 시뮬레이션을 위

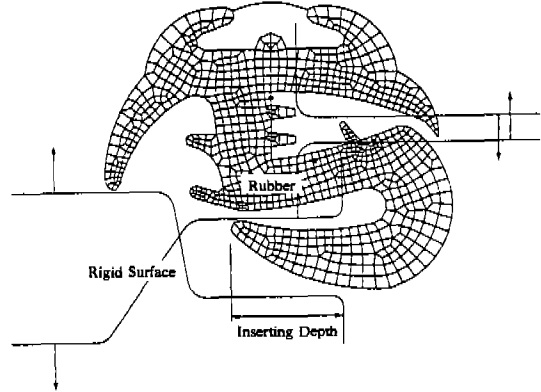


Fig.17 Original shape of Weather Strip and Rigid Surfaces

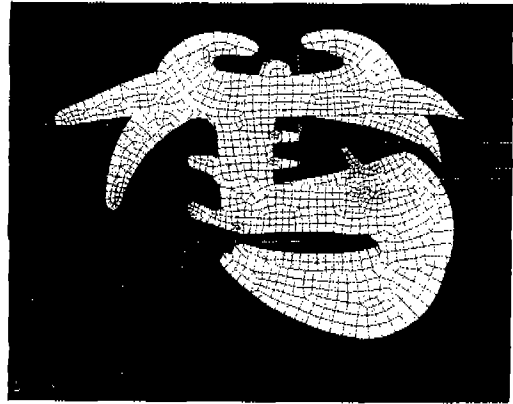


Fig.18 Weather Strip after inserting to body and wind shield

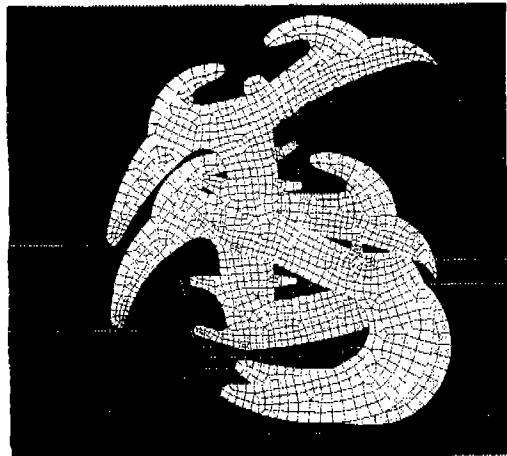


Fig.19 Deformed shape of Weather Strip(12.45mm)

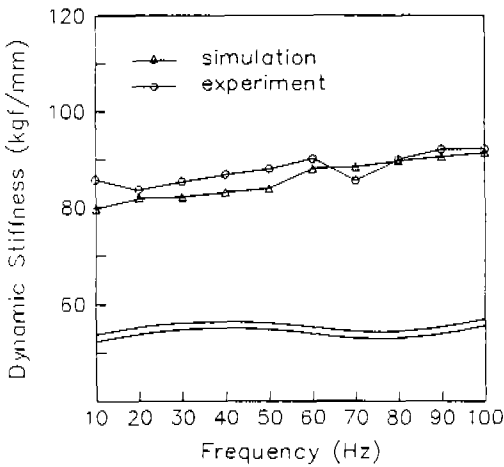


Fig.16 Dynamic stiffness of rectangular type engine mount with respect to frequency

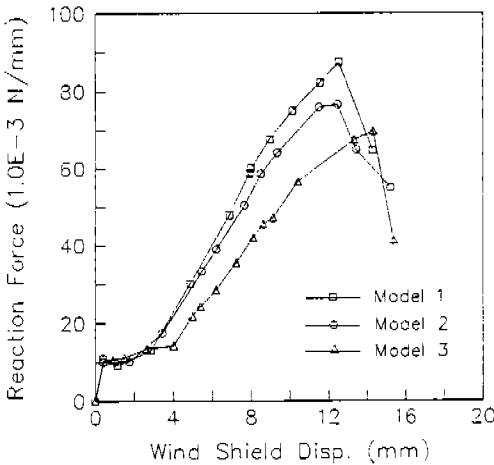


Fig.20 Reaction force-wind shield displacement diagram

Table 2 Separation force of wind shield with respect to inserting depth

	Model 1	Model 2	Model 3
Inserting depth(mm)	12.3	11.3	8.3
Reaction force(N/mm)	0.087520	0.076542	0.069713
Separation force(kgf)	19.324	16.900	15.392

한 Rigid Surface를 나타낸 것이며, Fig.18은 Weather Strip 장착 상태를 나타낸다. Fig.19는 차체 장착 깊이가 11.3mm일 때 Wind Shield가 12.45 mm 이동했을 때의 Weather Strip의 변형 양상을 나타낸 것이다. Fig.20은 장착 깊이가 12.3, 11.3, 8.3 mm의 3가지 상태에 대한 Wind Shield 이동에 따른 단위 길이당의 Reaction Force 관계를 나타낸 것이며, Table 2는 각각의 경우에 대한 이탈력을 비교한 것이다.

6. 결 론

상용 유한 요소 프로그램인 ABAQUS를 사용하여 자동차용 방진 고무 부품에 대한 대변형 해석을 수행하였으며, 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 부시형 및 각형 엔진 마운트에 대한 정적 대변형 해석을 수행하였다. 부시형의 경우, 2차원으로 모델링하였으며, 엔진의 과대운

동을 제어하기 위한 스톱퍼의 크기 및 접촉시기, 정적 스프링 상수를 구하여 실험과 비교·분석하였다. 또한 각형의 경우 압축 및 전단 방향의 하중에 대한 각 변형 단계별 변형거동과 하중치를 구하였다. 전반적으로 해석과 실험의 양호한일치를 확인하였다.

- 2) 각형 엔진 마운트에 대하여 주파수 영역에서의 동적 스프링 상수를 구하였으며, 실험과 비교하였다. 고무재의 물성치 예측에 어려움은 있으나 엔진 마운트 시스템 개발시 설계에 반영할 수 있을 것이다.
- 3) Wind Shield Weather Strip에 대한 정적 대변형 해석을 수행하였으며, 차체 장착 깊이가 변화에 대한 변형 양상 및 이탈력을 구하였다.
- 4) 여러가지 고무부품들에 대한 대변형 해석이 컴퓨터 시뮬레이션에 의하여 가능하며, 부품 개발시 시뮬레이션을 통하여 고무재의 특성을 미리 예측함으로써 시작품 제작에 드는 시간과 경비를 줄일 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. T.Scharnhorst and T.H.H. Pian, 1978, "Finite Element Analysis of Rubber-like Materials by a Mixed Model", Int.J.Num.Meth.Engng. Vol. 12, pp.665-676.
2. B.Hägglad and J.A.Sundberg, 1983, "Large Strain Solutions of Rubber Components". Comput.Struct.17, pp.835-843.
- 3) S.R.Swanson, L.W.Christensen and M.Ensign, 1985, "Large Deformation Finite Element Calculations for Slightly Compressible Hyperelastic Materials", Comput. Struct. 21, No.1/2, pp.81-88.
- 4) Y.C.Fung, 1965, Foundations of Solid Mechanics, Prentice-Hall, pp.434-470.
- 5) L.E.Malvern, 1969, Introduction to the Mechanics of a Continuous Medium, Prentice-

- Hall, Englewood cliffs, NJ.
- 6) ABAQUS Theory Manual
 - 7) ABAQUS Users' Manual
 - 8) A.G.James, A.Green and G.M.Simpson, 1975, "Strain Energy Functions of Rubber I. Characterization of Gum Vulcanizates", J.Appl.Polym.Sci., 19, pp.1033-1058.
 - 9) A.G.James and A.Green, 1975, "Strain Energy Functions of rubber II. Characterization of Filled Vulcanizates", J.Appl.Polym.Sci., 19, pp., 1319-1330.
 - 10) 山田嘉昭, 1980, 塑性・粘弾性, 培風館.
 - 11) A.C.Eringen, 1980, Mechanics of Continua, Robert E.Kriegan Publishing Company, pp. 338-422.
 - 12) K.N.Morman, Jr., B.G.Kao and J.C.Nagtagaal, "Finite Element Analysis of Viscoelastic Elastomeric Structures Vibrating about Non-linear Statically Stressed Configurations", SAE paper 811309.