

철도 차량용 오일댐퍼 고무부시의 유한요소해석 및 내구성 평가에 관한 연구

김호경[†] · 박진호^{*} · 최덕호^{*} · 양경탁^{*} · 이영인^{*}

서울산업대학교 자동차공학과 · *서울산업대학교 산업대학원 자동차공학과
(2005. 8. 19. 접수 / 2006. 3. 22. 채택)

A Study on FEM Analysis and its Endurance Evaluation of an Oil-Damper Rubber Bush for a Railway Vehicle

Ho-Kyung Kim[†] · Jin-Ho Park^{*} · Deok-Ho Choi^{*} · Kyoung-Tak Yang^{*} · Young-In Lee^{*}

Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Technology

^{*}Department of Automotive Engineering, Graduate School, Seoul National University of Technology

(Received August 19, 2005 / Accepted March 22, 2006)

Abstract : The railroad bogie's components experience repeated loading during service. Especially, oil damper bush has been fatigue fractured on the plane between rubber and steel stem during service, and which results in inferior of performance of the bogie. In this study, in order to offer a proper maintenance method of the bush, bubble bush used for the oil damper was fatigue tested and its damage fraction during service was estimated. Also, FEM analysis on the bush was conducted. When 1400, 1200, and 1000kgf of repeated loads were applied to the oil damper bush, final damage fraction exhibited 63.7%, 50% and 40%. From the results of FEM analysis, deformation energy density was found to be 0.5452kgf/mm² at an applied load of 1400kgf and the location with maximum value coincided with the fractured location of the bush. Finally, it will be desirable to adopt the normalized damage fraction rather than absolute damage fraction in estimating remaining service lifetime of the bush.

Key Words : oil damper bush, FEM analysis, fatigue, damage fraction, remaining service lifetime

1. 서 론

철도차량의 대차는 볼스터, 사이드 프레임, 스프링, 오일 댐퍼, 방진고무, 윤축 및 베어링 등으로 구성되어 차체의 하중을 지지하며 견인력과 제동력을 전달함과 동시에 주행성능과 관련하여 양호한 승차감 및 안전성과 원활하게 곡선을 통과 할 수 있도록 부품 간에 여러 형태로 조합되어 있다. 오일 댐퍼는 차량의 주행 중에 발생하는 진동을 감쇠하여 승차감을 향상시키기 위하여 진동의 방향과 특성에 맞추어 차종, 형식, 취부 방향에 따라 구분·사용하고 있다¹⁾.

현재 국내 철도차량인 새마을호의 대차에 사용되는 축상(axle box) 댐퍼는 1차 현수 장치로서 축상

과 대차 프레임 사이에 8개가 부착되어 Fig. 1과 같이 축상과 대차 프레임 사이에서 45° 경사져서 육각 볼트로 체결되어 운행되고 있다. 그 부품 중 오일 댐퍼 부시는 Fig. 2와 같이 철강재인 스템과 고무가 접착된 구(球)형태로서 피스톤 로드 상하에 삽입되어 오일 댐퍼와 대차 프레임 및 축상을 볼트로 고정하여 윤축에서의 진동을 댐퍼에 전달하고 연결하는 방진고무의 일종이다.

대차 부품은 시간이 경과함에 따라 피로가 진행되고 있고 특히, 오일댐퍼 부시는 사용시간에 따라 고무부위의 스프링 상수가 낮아지며 최종적으로 피로 파손이 발생하여 승차감 뿐만 아니라 철도 차량의 안전운행에 영향을 주게 되지만 부시의 사용한다가 특별히 정하여 지지 않아 정비자의 경험에 의존하여 고무의 균열, 표면상태 등으로 판단, 정비를 시행하고 있다.

[†]To whom correspondence should be addressed.
kimhk@snut.ac.kr

지금까지 고무류 부품의 유한요소해석과 피로에 관하여 많은 연구가 진행되어 왔다^{2,4)}. Legorju-Jago 등²⁾은 고무의 피로 손상을 화학적 요인, 환경적 요인, 기계적 요인으로 구분하였고, Morman 등³⁾은 유한요소 프로그램인 ABAQUS를 이용하여 서스펜션 부시와 엔진 마운트 등에 대한 비선형 응력 분포와 정하중-변형관계 등에 관해 연구하였다. 이강용 등⁴⁾은 재료가 강재와 고무재가 접촉되는 경우, 표면에서의 균열은 접선방향과 수직방향간의 응력의 상대적 크기와 변형 정도에 따라 생성 부위가 다를 연구하였다.

본 연구에서는 연간 교체비율이 45%에 이르는 철도차량용 오일 댐퍼 고무 부시의 내구성을 평가하고자 한다. 이를 위하여 인장시험을 통하여 고무의 물성치를 측정하고, 상용 유한요소해석 프로그램으로 오일댐퍼 부시를 모델링하여 변형, 변형률 에너지 밀도의 분포 등을 해석하였다. 또한, 오일 댐퍼 고무부시에 대해 피로시험을 실시하여 스프링상수의 저하율을 측정하고 이를 본 부품의 성능에 대한 손상을 (damage fraction)로 가정하여 다양한 하중에서의 손상율과 피로수명과의 상관관계를 표준화(normalized)하여 손상율로 수명을 평가하는 방법을 제안하고자 한다.

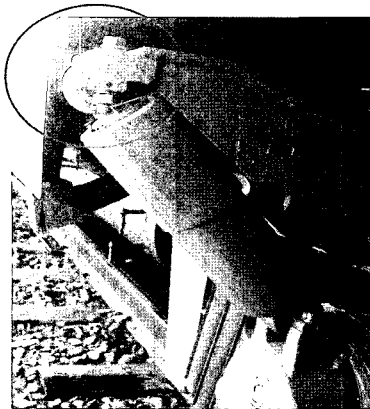


Fig. 1. Oil damper with a rubber bushing installed in a railway vehicle.

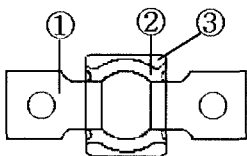


Fig. 2. Construction of the oil damper bush: 1: stem, 2: rubber, 3: eye.

2. 실험

2.1. 고무 인장시험

고무의 기계적 물성치를 결정하기 위하여 인장 시험을 KS규격⁵⁾에 따라 표점거리 20mm인 아령형 3호형 시험편 형상을 이용하여 실시하였다. 시험편은 부시에 사용된 동일한 재질의 두께 2.4mm 고무판에서 채취용 다이를 이용하여 제작하였다. 시험편은 시험실 온도는 23℃에서 3시간 방치한 후 시험하였다. 인장 시험 속도는 500mm/min로 Instron사의 만능재료시험기(Model 8502)에 연신율계(extensometer)를 이용하여 실시하였다.

2.2. 부시의 피로 및 스프링 상수 실험

오일 댐퍼 고무부시에 대한 반경방향(radial)의 반복하중이 작용시 변화하는 스프링 상수를 시험이 시작하는 초기와 시험이 완료된 후 측정하였다. 반복 피로시험은 시험실 온도 23℃에서 시행하였다. 가황 고무는 처음 수 차레 변형함에 따라 반영구적으로 물리적 성질이 변한다. 이것은 초기의 고무의 분자 사슬이 불규칙하게 배열되어 있다가 수 차레 변형함에 따라 일정한 방향성을 갖는 현상인 Mullins 효과이다⁶⁾. 따라서, 이 효과를 고려하여 0kgf에서 1220kgf의 하중을 30초간에 오르내리는 속도로 가감하고, 1220kgf의 하중 상태에서 30초간 유지한다. 이와 같은 방법을 2회에 걸쳐 시행하고 3회 째에 20kgf과 1220kgf 사이의 변위를 측정하여 다음 식에 의해 스프링상수 K(kgf/mm)를 구하였다⁷⁾.

$$K = \frac{P_2 - P_1}{\delta(P_2) - \delta(P_1)}$$

P_1 : 20kgf

P_2 : 1220kgf

$\delta(P_1)$: 하중 20kgf이 작용시 변위(mm)

$\delta(P_2)$: 하중 1220kgf이 작용시 변위(mm)

고무의 반복하중으로 인한 내부 열 및 주변 온도의 증가로 인한 열 경화, 그리고 고무의 노화 등으로 피로수명에 영향을 미칠 것으로 예상되나 열 영향은 무시하였다. 이를 위하여 부시의 피로실험은 고무가 피로 시험시 팬에 의한 공냉으로 온도가 증가하지 않는 최대한의 속도로 측정하여 2Hz로 채택하였다. 하중비는 통상적인 방진고무의 실험 조건인 R=-1인 완전 교번하중 상태로 반복회수는 100

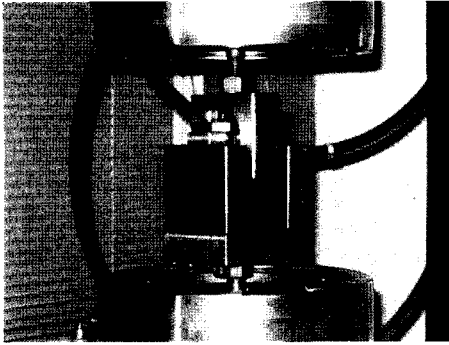


Fig. 3. Fatigue testing for the rubber bush.

만회까지 시행하였다. 각 시험편의 하중을 600kgf ~ 1400kgf의 범위에서 실시하였다. 이때 시험 회수와 변위진폭을 기록하였으며 변위진폭이 변하게 되는 시점에서 스프링 상수를 측정하였다. 균열 발생이 육안으로 식별되면 판단한 것으로 판정하였다.

2.3. 유한요소 해석

2.1의 인장시험 결과를 통하여 결정된 고무의 재료 상수의 적정성을 검증하기 위해 인장시험편에 대하여 유한요소해석을 실시하였다. 고무 댐퍼의 경우 공학적 변형률이 150% 이상을 초과하지 않는다고 가정하여 ABAQUS8)에서 최소자승법을 이용하여 Mooney-Revlin 상수⁹⁾와 비선형 curve fitting을 사용하여 Ogden 상수¹⁰⁾를 구하였다. 두 상수에 대한 유효성 검증을 위하여 인장시험편 형상에 대하여 구조 해석을 실시하여 시험편 게이지부분의 응력과 변형률을 해석하였다.

또한, 고무 물성치와의 신뢰성 검증 후 오일댐퍼 부시의 고무부위 해석을 위하여 상용 CAD 소프트웨어인 Pro-Engineer를 이용하여 Fig. 4와 같이 3차원 Solid 형상을 작성한 후, 이를 HyperMesh Version 6.0을 이용하여 1/2 모델에 대하여 ABAQUS를 이용하여 해석을 실시하였다. 사용한 요소는 철강과 고무의 경우 각각 C3D8H 및 C3D8RH를 사용하였다. 철강의 경우 탄성계수는 210GPa, 포와송비 0.3을 적용하였으며 본 해석을 위하여 사용된 요소수는 17232, 458개이며 절점수는 19895, 549개를 사용하였다. Fig. 5는 해석을 위해 적용한 구속조건을 나타낸 그림이다. 철강 스템은 완전 구속($U_x = U_y = U_z = M_x = M_y = M_z = 0$)하고 x축 방향으로 구면의 노드 460개에 작용하중을 나누어 작용하였다. 실제 구조물에서는 대상물을 시스템에 장착시 약간의 압축력을 가하여 실제 제품보다 작은 커버 링의 구멍에 삽입한다. 그

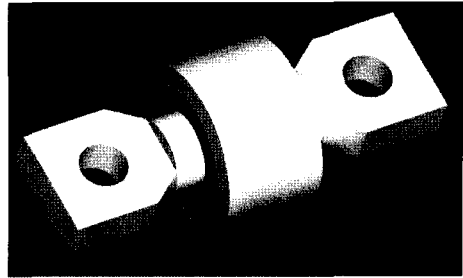


Fig. 4. FE 3D model of the oil damper bush.

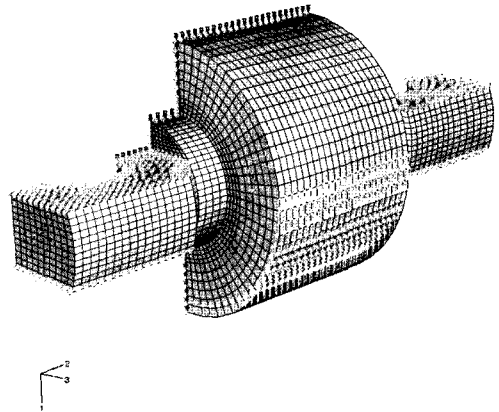


Fig. 5. Load and boundary conditions for the oil damper bush.

러나, 본 해석에서는 고무 관련 연구의 삽입 하중에 대한 전체 고무 거동에서의 미약함과 계산의 복잡성을 고려하여 댐퍼 관련 KS 시험 규격⁷⁾과 동일하게 반경방향의 삽입 압축하중이 없이 실제 장착으로 차량진동으로 문제가 되는 수직방향의 하중만을 고려하였다.

3. 실험결과 및 분석

3.1. 고무 인장시험

부시의 비선형 거동에 대한 구조해석을 실시하기 위하여 이에 필요한 물성치를 결정하기 위하여 Fig. 6과 같이 부시에 사용된 동일한 고무에 대한 인장 시험 결과로써 응력 - 변형률 곡선을 나타내고 있다. 또한, 고무의 비선형 탄성 거동을 나타내는 상수들을 이용하여 선도를 작성하여 실험결과와 서로 비교하였다. 이를 위하여 ABAQUS에서 선형 최소자승법을 이용하여 Mooney-Rivlin 2차 상수⁹⁾와 비선형 최소자승법을 사용하여 Ogden 3차 상수¹⁰⁾를 구하였다. 결정된 재료상수 Mooney - Rivlin 2차 상수와 Ogden 3차 상수는 다음과 같다.

Mooney-Rivlin 2차 상수;

$$W = A_{10}(I_1 - 3) + A_{01}(I_2 - 3)$$

$$A_{10} = 0.2528 \text{ kgf/mm}^2$$

$$A_{01} = -0.0972 \text{ kgf/mm}^2$$

Ogden 3차 상수;

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{2\mu_i}{\alpha_i^2} (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3)$$

$$\mu_1 = 0.433317 \text{ kgf/mm}^2 \quad \alpha_1 = -7.7794$$

$$\mu_2 = -0.800886 \text{ kgf/mm}^2 \quad \alpha_2 = 12.4990$$

$$\mu_3 = 1.60035 \text{ kgf/mm}^2 \quad \alpha_3 = -24.9999$$

Fig. 6을 통하여 Mooney-Rivlin 상수로 결정된 선도보다 Ogden 3차 상수로 구한 선도가 실제 인장시험 데이터에 근접함을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 해석을 위해서는 Ogden 상수를 적용하였다.

3.2. 부시 피로 시험

설정된 각 하중에 대한 피로 내구성 시험을 실시한 결과, 1400kgf의 반복 하중에서는 1만회에서 파손이 일어났고, 900kgf 이하의 하중에서는 100만회 내구 시험에서는 파손이 일어나지 않았다. 시험편의 파손부위는 Fig. 7에 표시한 것과 같이 고무와 구형

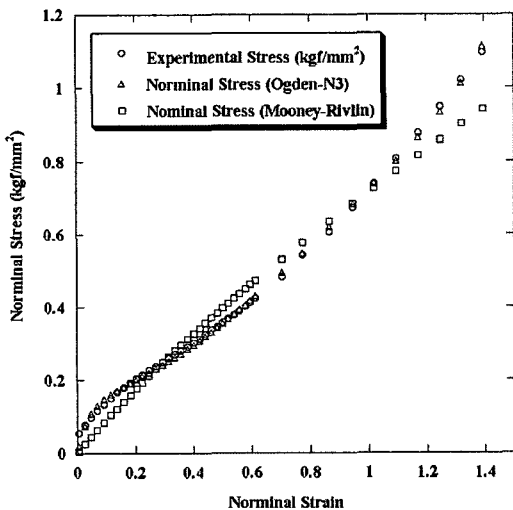


Fig. 6. Comparison between tensile experimental result and Ogden and Mooney-Rivlin constants.

철강 스템의 접촉부위에서 균열이 발생되었다. 또한 파단된 고무 파면에 대한 주사형전자현미경 사진은 Fig. 8과 같다. 파단면은 전반적으로 금속의 벽개 파면과 유사하다. 금속 피로파면에서의 striation과 유사한 약 10 μ m 정도의 간격의 striation이 나타났으며 각 벽개 파면 간에 tearing 흔적이 발생한 것으로 나타났다. 10 μ m의 간격이 물리적으로 어떠한 의미를 갖는지는 추후 연구가 필요하다.

본 시험 대상물인 고무 부시의 손상 정도를 표현하는 변수로 경도, 파단강도, 연신율 등과 같은 변수가 있으나 본 연구에서는 실제 대상물의 사용상 중요한 성능변수이며, 그 변화량을 손쉽게 측정할 수 있는 스프링 상수의 변화율로 손상을 대체하여 다음과 같은 식으로 정의하였다.

$$S_f = \frac{S_b - S_a}{S_b} \times 100$$

S_f : 스프링상수 손상율(%)

S_b : 피로시험 전 스프링상수

S_a : 피로시험 후 스프링상수

부시의 파손이 일어났을 때의 반복회수와 스프링 상수의 손상율을 Table 1에 표시하였다. Table 1을 통하여 시험편의 초기 스프링 상수가 서로 다르며 그 차이가 최고 15%임을 알 수 있다. 또한, 파단시의 손상율의 경우 1400kgf과 1000kgf인 경우 각각 63.7%, 40%로 대단히 차이가 있으며 반복하중의 크기가 감소할수록 최종 파단 손상율이 작아지는 것을 알 수 있다. 한편, Table 1을 통하여 손상율이 20% 이하일 경우에는 파단이 발생하지 않을 것으로 판단된다.

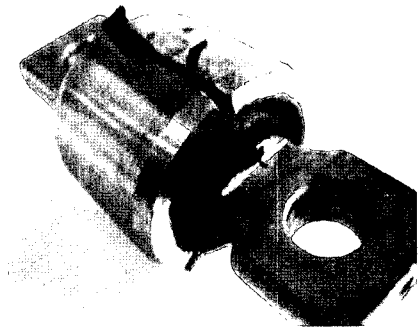


Fig. 7. Fractured bush after fatigue test.



Fig. 8. SEM micrograph of the fracture surfaces of a rubber bush at load amplitude 1200kgf.

Fig. 9는 반복하중의 크기에 따라 달라지는 파단 시의 스프링 상수에 대한 손상율을 표준화하여 시험 하중에 따른 스프링 상수의 손상율을 시간에 관한 함수로 나타낸 그래프이다. Fig. 9를 통하여 손상이 100%에 가까울수록 손상율은 급격히 상승하는 것으로 나타났으며, 1400kgf에 비하여 1200kgf와 1000kgf의 경우 거의 곡선이 겹치는 것을 알 수 있다. 따라서 파단수명을 표준화하는 것이 바람직하다.

Fig. 10은 Fig. 9의 6개의 시험편의 데이터 중에 파단수명을 표준화(N/N_f)하여 표준화 손상율(D/D_f)과 파단수명(N/N_f)과의 관계를 나타낸 그래프로 예측 기식은 KaleidaGraph를 사용하여 결정하였습니다. 본 그림에서 보듯이 하중크기에 관계없이 표준화하여 파단수명을 손상율로 나타낼 수 있으며 신뢰도 97%로 곡선을 회기한 식은 $N/N_f = 0.0433 + 0.376(D/D_f) + 0.489(D/D_f)^2$ 으로 결정하였다. 따라서 본 식을 통하여 실제 차량의 경우 다양한 수많은 하중이 작용하는 상태에서의 스프링 상수의 변화율 즉 손상율을

Table 1. Damage fraction of the rubber bushes before and after the fatigue test

Sample	Load amplitude(kgf)	Fatigue life (cyclic number, N)	Spring constant(kg/mm)		
			Before	After	Damage fraction(%)
1	1400	10000	764.3	277.7	63.7
2	1200	5.9×10^6	722.9	361.4	50.0
3	1000	5.4×10^6	774.2	465.1	40.0
4	900	1.0×10^6 (not failed)	857.1	685.7	20.0
5	800	1.0×10^6 (not failed)	769.2	769.2	0
6	600	1.0×10^6 (not failed)	727.3	727.3	0

이용하여 수명을 결정하는 것이 가능하다고 판단된다. 예를 들어 초기의 스프링 상수를 측정하고 일정시간 운용된 후에 스프링 상수를 측정하여 45%의 손상율이 측정되면 회귀곡선 $N/N_f = 0.0433 + 0.376(0.45) + 0.489(0.45)^2 = 0.31$ 로 잔여수명이 69%임을 추정할 수 있다. 비록, 본 연구에서는 적은 양의 시험편에 대한 실험으로 그 데이터가 부족하나 만일 많은 데이터가 확보가 된다면 이와 같은 개념으로 현장에서 좀 더 신뢰성 있는 잔여수명 예측이 가능하다고 판단된다.

3.3. 유한 요소 해석

유효성이 입증된 Ogden 상수를 이용하여 고무 부시를 작용하중 800~1400kgf에 관하여 유한요소 해석을 실시하였다. Fig. 11은 실제 압축 실험과 ABAQUS로 해석한 오일 댐퍼 부시의 하중-변위 선도를 나타낸 그래프이다. 작용하중의 증가에 따른 변위는 실제 실험한 결과와 해석결과가 비교적 잘 맞는 것으로 나타났으며 1400kgf에서 변위가 최대 4.9%의 오차가 발생하였다. Fig. 12는 1400kgf 하중이 가해졌을 때의 변형 에너지 밀도 분포 결과를 나타낸 것으로 고무부분의 경우 최대 0.47kgf/mm^2 의 에너지 밀도가 고무와 철 스템의 접촉 하단 내부에 나타났다. 오일 댐퍼 부시의 압축시 변형 에너지 밀도의 최대위치가 실제 피로파단 위치와 유사하게 나타났다. 이는 본 재료의 경우 피로수명을 지배하는 인자로 변형 에너지 밀도가 적절함을 의미한다. Table 2에서는 작용하중에 대한 유한요소해석 및 실험에 대한 변위 결과

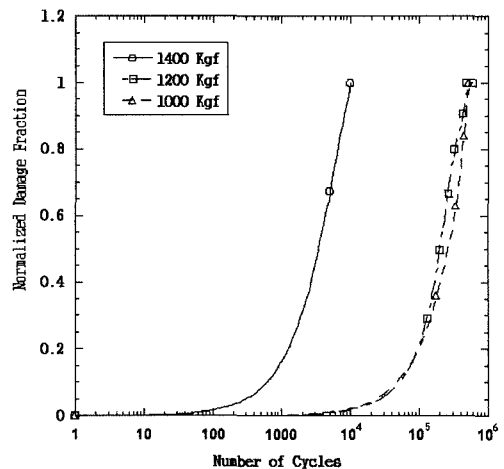


Fig. 9. Normalized damage fraction as a function of number of cycles for various loading conditions.

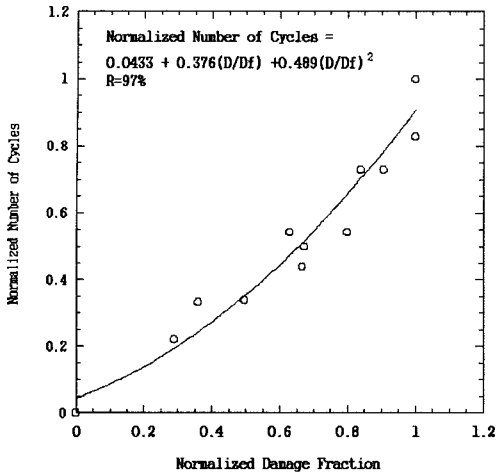


Fig. 10. Prediction of normalized number of cycles as a function of normalized damage fraction for various loading conditions.

와 변형 에너지 밀도를 요약하였다. 만일, 피로수명을 지배하는 인자로 변형 에너지 밀도가 적절하다면 본 부시의 경우 변형 에너지밀도 측면에서의 피로 한도는 1000kgf과 900kgf에 해당하는 0.28~0.23kgf/mm² 구간에 존재한다고 판단된다. 고무의 경우 금속과 달리 유사성분에 대한 직접적인 비교평가는 곤란하다. 다만, 본 실험체의 경우와 유사하게 천연 고무에 카본이 충전된 엔진 마운트형 고무에 대한 피로실험¹¹⁾을 비교하였다. 그 결과 완전 교번하중에서 10⁶회를 기준으로 약 0.1kgf/mm²으로 본 실험 고무와 차이가 있다.

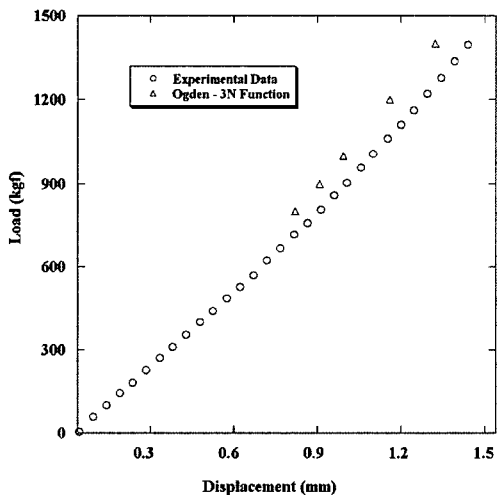


Fig. 11. Comparison between the experimental results from compression test and FEM results for the bush.

Table 2. FEM and experimental results for rubber bush with various applied loads

Applied Load(kgf)	FEM Displacement (mm)	Experimental Displacement (mm)	Maximum deformation energy density(kgf/mm ²)
1400	1.51	1.44	0.47
1200	1.29	1.33	0.37
1000	1.14	1.20	0.28
900	1.04	1.12	0.23
800	0.93	1.05	0.19

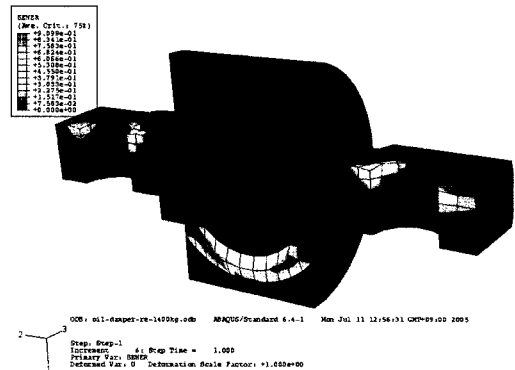


Fig. 12. Deformation energy density distribution from FEM result at an applied load of 1400kgf.

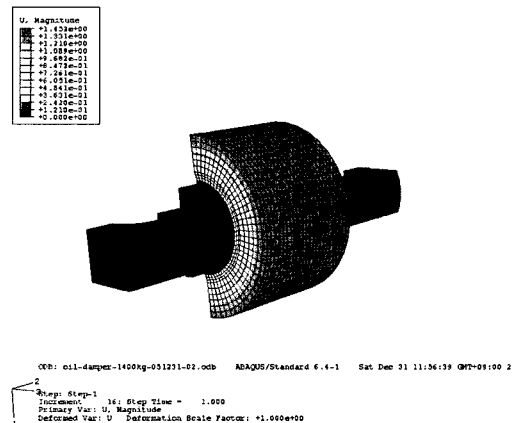


Fig. 13. Displacement distribution from FEM result at an applied load of 1400kgf.

4. 결론

철도차량용 오일댐퍼 부시의 내구성 평가를 위하여 고무에 대한 인장시험을 토대로, Ogden 모델로 상수를 구하였으며 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하여 오일댐퍼 부시에 대한 변위 및 변형 에너지밀도의 분포를 해석하였다. 또한, 고무부시에 대

한 피로시험을 실시하여 여러 하중에 대한 스프링 상수 손상을 표준화하여 부시의 수명을 예측하였으며 그 결과는 다음과 같다.

1) 인장 실험으로 얻은 응력-변형률 선도 결과는 Mooney-Rivlin 상수 보다 Ogden 3차 상수로 결정된 결과와 거의 일치함을 보였다.

2) 압축하중에 대하여 오일 댐퍼 부시의 압축 실험 결과와 유한요소 해석의 변위 결과가 유사함을 보였으며, 유한요소 해석결과 1400kgf 하중 작용시 하단부에 최대 변형 에너지 밀도 0.47kgf/mm^2 가 발생하였으며 최대 값의 위치와 실제 손상 파단면과 일치하는 것으로 나타났다.

3) 오일댐퍼 부시는 내구성 시험결과 1000, 1200, 1400kgf의 반복 하중시 스프링 상수 손상은 각각 40%, 50%, 63.7%로 작용하중이 증가하면서 손상이 증가하는 것으로 나타났다.

4) 오일댐퍼 부시의 경우 스프링 상수에 대한 절대적 손상을 적용한 수명예측 방법보다는 이를 표준화한 파단 수명(N/N_f)과 손상율(D/D_f)로 수명을 예측하는 것이 바람직하다. 그 결과 표준화 수명 $N/N_f = 0.0433 + 0.376(D/D_f) + 0.489(D/D_f)^2$ 으로 결정하였다.

참고문헌

1) 객차정비 종합지침서, 철도청, 2001.

2) K. Legorju-Jago, S. M. Cadwell, R. A. Merrill, C. Bathias, "Fatigue initiation and propagation in natural and synthetic rubbers", *Int. J. Fatigue*, Vol. 24, pp. 85~92, 2002.

3) K. N. Morman, Jr and T. Y. Pan, "Application of finite element analysis in the design of automotive elastomeric components", *Rubber Chem. Technol.*, Vol. 61, pp. 503~533, 1988.

4) 이강용, 백운천 "자동차용 고무재의 응력해석 및 피로파손", 자동차 공학회지, 제12권, 제2호, pp. 11~15, 1990.

5) KS M 6518, "가황고무 물리시험 방법", 1996.

6) L. Mullins, "Softening of rubber by deformation", *Rubber Chem. & Technol.*, Vol.42, pp. 339~362, 1948.

7) KS M 6604, "방진고무 시험방법", 1971.

8) ABAQUS User Manual Version 5.8.

9) R. S. Rivlin and D. W. Saunder, "Large elastic deformation of isotropic materials - VII. Experiments on the deformation of rubber," *Philos. Trans. R. Soc.(A)*, Vol. 243, pp. 251~288, 1951.

10) R. W. Ogden, "Large deformation isotropic elasticity: On the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids," *Philos. Trans. R. Soc.(A)*, Vol. 326, pp. 565~584, 1972.

11) 권중호, "압축형 엔진 마운트용 고무재의 피로 수명에 관한 연구," 연세대학교 석사논문, 1992.