

&lt;응용논문&gt;

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2016.40.4.415>ISSN 1226-4873(Print)  
2288-5226(Online)

## 비선형 탄성 방진 고무부에 충격 가속도를 받는 짐발 구조 시스템의 동적 해석

이 상 은\* · 이 태 원\*\*†

\* LIG 넥스원 연구개발본부 탐색기&amp;광학연구센터, \*\* 금오공과대학교 기계설계공학과

### Dynamic Analysis of Gimbal Structure System Including Nonlinear Elastic Rubber Vibration Isolator with Shock Acceleration

Sang Eun Lee\* and Tae Won Lee\*\*†

\* Seeker &amp; E/O IR R&amp;D Lab., LIG Nex1 Co., Ltd.

\*\* Dept. of Mechanical Design Engineering, Kumoh Nat'l Institute of Technology

(Received October 28, 2015 ; Revised January 24, 2016 ; Accepted January 26, 2016)

**Key Words:** Rubber Vibration Isolator(방진고무), Nonlinearity(비선형), Shock Acceleration(충격가속도), Bilinear Approximation(2개의 선형근사), Transient Response Analysis(과도응답해석)

**초록:** 충격 가속도가 기계 시스템에 가해지면 시스템의 기능 저하 및 파손이 발생할 수 있다. 이러한 문제점을 방지하기 위하여 감시 정찰 비행기에 장착되는 짐발 구조 시스템은 설계 사양으로 MIL-STD-810G 충격 규격을 반드시 만족해야 한다. 일반적으로 비행기에서 전달되는 충격을 완화하기 위하여 시스템의 기초부에 방진고무가 설치된다. 고무는 비선형 하중-변형 관계를 가지므로 정확한 시스템의 충격 응답 계산이 어렵다. 이를 해결하기 위하여 비선형 특성을 2개의 선형으로 근사화하여 기초부에 충격 가속도를 받는 시스템의 동적 해를 유한요소법으로 구하였다. 그리고 동일한 조건에서 행한 실험과 비교 결과 제안된 해석 방법이 강성과 감쇠에서 비선형성을 갖는 방진고무가 포함된 짐발 구조 시스템의 동적 해석에도 유용함을 입증하였다.

**Abstract:** When shock acceleration is applied to a mechanical system, it may cause malfunctioning and damage to the system. Hence, to prevent these problems when developing a gimbal structure system for observation reconnaissance, the MIL-STD-810G shock standard must be satisfied as a design specification. Rubber vibration isolators are generally assembled on the base of the system in order to reduce the shock transferred from the aircraft. It is difficult to analyze the transient behavior of the system accurately, because rubber has a nonlinear load-deformation curve. To treat the nonlinear characteristic of the rubber, bilinear approximation was introduced. Using this assumption, transient responses of the system under base shock acceleration were calculated by the finite element method. In addition, experiments with a true prototype were performed using the same conditions as the analytical model. Compared with experimental data, the proposed numerical method is useful for the transient analysis of gimbal structure systems, including rubber vibration isolators with nonlinear stiffness and damping.

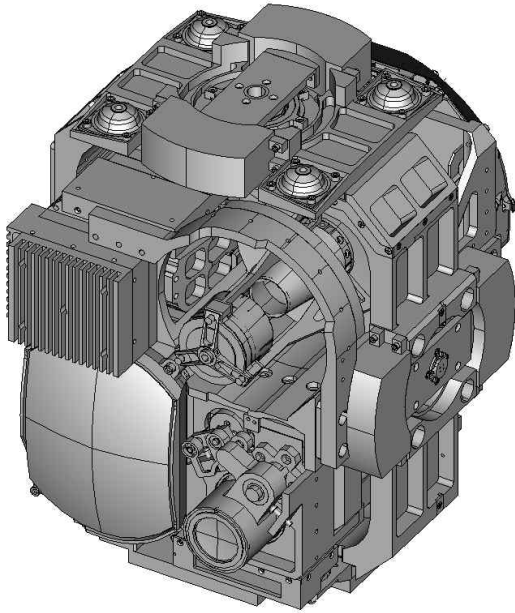
## 1. 서 론

카메라 센서의 발전으로 차량, 항공기, 선박 등에 탑재되어 영상정보를 획득하는 시스템들이 많

이 사용되고 있다. 이러한 시스템들은 단지 카메라의 성능만 중요한 것이 아니고 어떠한 조건하에서도 정확하게 표적을 추적하여야 한다. 이 목적으로 개발된 것이 카메라를 지지하고 여러 방향으로 회전운동을 발생시키는 짐발 구조 시스템이다. 하나의 예로 정찰기에 탑재되는 시스템은 Fig. 1에 보는 바와 같이 수 많은 기계부품으로 구성되어

† Corresponding Author, [twlee@kumoh.ac.kr](mailto:twlee@kumoh.ac.kr)

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers



**Fig. 1** Gimbal structure system assembled by camera sensor and stabilization drive device

있는데 전체적으로 크게 카메라 센서부와 안정화 구동장치로 나눌 수 있다. 카메라 센서부는 직접적으로 영상을 획득하는 부분으로 EO광학계, IR광학계 및 이를 제어하는 전자보드 등으로 구성된다. 그리고 안정화 구동장치는 목표물에 카메라 시선을 지향하기 위해 움직이는 부분으로 베어링, 모터, 위치 센서 등이 포함되어 있다

정찰기용 짐발 구조 시스템은 목표물의 정확한 영상을 검출하기 위하여 필요한 여러 설계 조건 중 과도한 충격으로 인한 시스템의 파손도 방지되어야 한다. 실제로 정찰기가 급기동과 급선회할 때에 받는 최대 가속도는 9G 이상이며, 하드랜딩에는 20G 정도의 가속도가 동체에 발생된다. 이 충격 가속도는 매우 짧은 시간 동안에 존재하지만 시스템을 구성하는 렌즈와 전자 부품 등 충격에 취약한 많은 요소들을 파손할 수 있다. 그러므로 감시 정찰기용 짐발 구조 시스템은 진동과 충격 등 비행기 동체로부터 전달되는 외부 가진의 영향을 최소화하기 위하여 방진장치(Isolator)가 장착되어 있다.

짐발 구조 시스템에 결합된 방진장치는 일반적으로 많이 사용되는 것이 고무계통의 재질로 BTR® Elastomer이다. 고무 재질은 정적인 작은 하중에서도 대변형을 일으키는 초탄성체(Hyper-elastic Material)이고 응력-변형을 관계가 비선형성<sup>(1-3)</sup>을 가지고 있다. 더구나 물성이 일정한 값이 아니라 하중 상태 및 사용조건에 따라 변한다. 실험적으

로 Petrone와 Lacagnina<sup>(4)</sup>는 Elastomer에 동적으로 작용하는 하중과 가진 진동수가 증가함에 따라, 정적 예압이 증가할수록 강성은 증가하고 감쇠계수는 감소하는 연구 결과를 발표하였다. 그리고 압축하중이 증가하면 강성이 비선형적으로 증가하고 감쇠계수는 약간 감소하는 현상을 Kim과 Lim 등<sup>(5,6)</sup>은 관찰하였다. 상업용으로 사용되는 BTR® Elastomer의 강성은 변형율과 주파수(frequency)에 따라 정적, 동적, 충격하중에 대하여 매우 다른 특성<sup>(7)</sup>을 보인다. 일반적으로 고무 재료는 변형과 하중 관계가 비선형 특성을 갖을 뿐 아니라 동적, 충격 강성이 정적 강성보다 크다.

이러한 이유로 방진 고무를 포함한 구조물의 동적 거동 예측은 대부분 실험적 방법에 의존하고 해석적인 접근은 거의 없다. 먼저 Fig. 1의 짐발 구조 시스템에서 Lee 등<sup>(8,9)</sup>은 방진이 없는 경우에 진동 및 충격 가진에 대하여 유한 요소 해석을 하였고 이의 확장으로 문헌들<sup>(10,11)</sup>에서 방진 고무를 포함하였으나 재료의 강성계수와 감쇠계수를 일정값으로 단순화하여 진동과 충격에 대한 연구를 수행하였고 해석 결과 조화 응답 해석(Harmonic Response Analysis)을 통한 전달율(Transmissibility)은 수치해가 실험 측정값과 잘 일치하나 기초부에 충격 가속도 가진을 받는 시스템의 과도 응답 해석(Transient Response Analysis)은 실험값과 어느정도 오차가 있었다.

그러므로 방진고무를 포함한 짐발 구조 시스템의 충격 가속도 가진에 대한 과도 응답 수치해를 개선하는 새로운 방법이 요구된다. 이 목적을 달성하기 위하여 반드시 고무 재료의 비선형성을 고려하여야 한다. 그런데 고무를 다룬 것은 아니나 Moon 등<sup>(12)</sup>은 하중-변형 관계의 비선형 특성을 2개의 선형(Bilinear)이나 3개의 선형(Trilinear)으로 근사화하여 지진을 받는 건물 구조물의 동적 거동을 계산하였다. 이 방법과 유사하게 고무의 하중-변형 곡선을 2개의 선형으로 근사화할 수 있다. 실제로 제조사에서도 방진 고무의 하중-변형 관계를 2개의 선형으로 기술하여 기울기인 강성계수는 2개이고 이에 기초한 2개의 감쇠계수를 제시하고 있다.<sup>(13)</sup>

본 논문에서 기초부에 충격 가속도가 가해진 짐발 구조 시스템에서 방진 고무의 재료 비선형성을 고려한 동적 거동에 대한 수치 해법을 제안하였다. 여기서 기초부에 가해지는 충격 가속도는 MIL-STD-810G<sup>(14)</sup>의 규격에 따른다. 이 충격 사양에 따라 가진하는 경우 고무의 강성계수와 감쇠계수를

일정한 것으로 단순화한 Lee 등<sup>(11)</sup>의 해석 결과와 비교를 통해 제안된 방법의 우수성을 증명하였다. 참고로 과도 응답 해석에 필요한 수치적 직접 시간 적분은 Newmark Algorithm을 적용하였고 제안된 알고리즘에 맞게 APDL로 프로그래밍하여 ANSYS 13.0<sup>(15)</sup>을 사용하여 충격 해석을 수행하였다.

## 2. 해석 방법

### 2.1 방진고무의 모델링

Fig. 1의 상부에서 보이는 4개의 볼록한 형상이 방진 장치들로 상하부 총 8개의 위치에서 항공기 외부 동체에 있는 터렛의 내부에 볼트로 체결된다. 이 방진장치는 BTR<sup>®</sup> Elastomer재료로 만들어진 Fig. 2(a)와 같은 형상인 AM004-8<sup>(13)</sup>을 사용하였고 Fig. 2(b)에서 도시한 Back-to-Back 방식으로 장착하였다. 하나의 AM004-8이 견딜 수 있는 최대지지하중은 17.658N이며 질량은 0.013kg이다. 여기서 최대 지지하중이란 AM004-8를 스프링과 감쇠장치로 다룰 수 있는 부작 가능한 최대 질량의 무게이다.

위의 방진 고무들로 인하여 항공기 동체에서 발생하는 진동이나 충격이 완화되어 짐발 구조 시스템에 전달된다. 시스템에서 주 관심사는 카메라 센서부의 동적 응답이므로 유한 요소 해석에서 방

진 고무는 단지 강성계수와 감쇠계수로 기술되는 스프링-댐퍼 요소로 정의할 수 있다. 그런데 고무는 강성계수와 감쇠계수가 여러 사용 조건에 따라 다른 값을 갖고 특히 충격하중과 같이 짧은 시간 동안에 발생하는 하중에 대하여 정확한 강성계수 및 감쇠계수를 측정하기는 불가능하다. 이러한 이유로 제조사인 Lord Corporation에서 제공하는 자료를 사용하였고 그 값은 설계목적으로 AM004-8의 비선형 하중-변형 관계를 추천 사용 범위인 변형량 5.08 mm까지 Fig. 3에 표시된 2개의 선형으로 근사화한 형태이다. 자세히 기술하면 하중-변형 곡선의 기울기인 강성 계수가 방진고무의 변형량 1.27mm 와 적용 하중 28.892N를 기준으로 이보다 작으면  $k_{1,shock} = 19.6 \text{ kN/m}$  이고 기준보다 크면  $k_{2,shock} = 22.1 \text{ kN/m}$  이다. 실제로 연구 대상인 짐발 구조 시스템에서 방진 고무가 Fig. 2(b)같이 Back-to-Back 방식으로 설치되므로 유한요소 해석에 사용된 실제 강성계수는 이 값들의 2배가 된다.

하중-변형 상관관계를 2개의 직선으로 표시하면 강성계수를  $k_{1,shock}$ ,  $k_{2,shock}$  로 정의할 수 있으나 설명의 편의를 위해 간단히  $k_{shock}$  표현하기로 하자. 이 표현을 사용하면 감쇠계수는 다음의 식으로 계산된다.<sup>(10)</sup>

$$c = 2 \zeta m \sqrt{\frac{k_{shock}}{m}} \quad (2)$$

위 식에서  $c$ 는 감쇠계수,  $m$ 은 방진 고무 AM004-8의 최대 지지 하중을 중력 가속도로 나눈 값이다.  $\zeta$ 는 감쇠비인데 사용범위 내에서 0.16으로 일정하다. 이를 고려하면 감쇠계수도 2개로 강성에 대한 기준에 따라 다른 값을 갖는다. 그러므로 일반적인 방법들로 시스템의 동적 해를 구하기는 불가능하고 변형에 따라 강성계수와 감쇠계수가 변경되는 것을 고려한 새로운 수치 기법이 요구된다.

### 2.2 유한요소 모델링

본 연구는 방진고무의 비선형 하중-변형 관계를 2개의 선형으로 근사화하여 보다 정확한 수치해를 얻는 것이 목적이므로 유한 요소 모델링에 관한 자세한 내용은 Lee 등<sup>(11)</sup>을 참조하고 여기서는 간단히 기술하기로 한다. 전체 유한요소 개수는 21015개이고 절점 개수는 29499개로 Fig. 4와 같이 모델링 하였다. Fig. 4에 보이는 구조물은 8절점 3차원 유한요소로 구성되어 있고 카메라 센서부와 안정화 구동장치에 있는 구동 모터들과 베어링들 및 방진고무들은 단순화된 유한요소를 사용해서

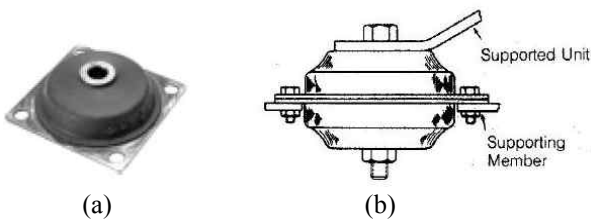


Fig. 2 Geometry of AM004-8 isolator and back-to-back mount installation

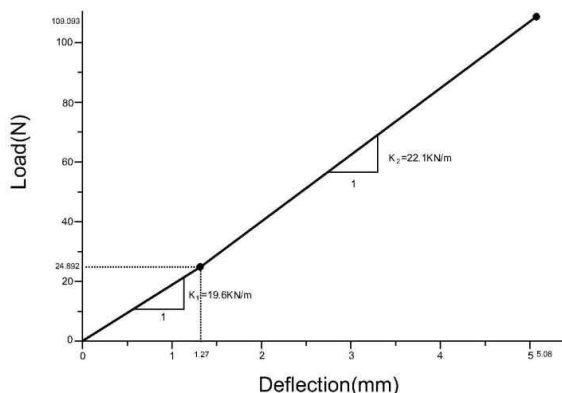
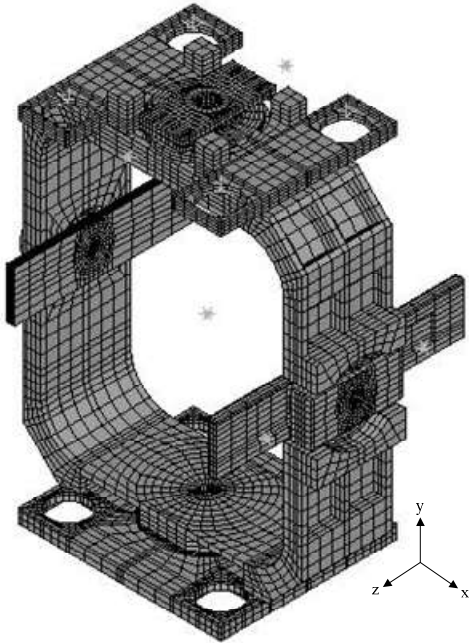


Fig. 3 Shock shear load-deflection curve of isolator

**Table 1** Stiffness of each direction for angular contact ball bearing

P/N	Axial Stiffness	Radial Stiffness
S2128	11000 kN/m	33000 kN/m

**Fig. 4** Finite element model for gimbal structure system

그림에 나타나 있지 않다.

상술하면 카메라 센서부는 질량이 12 kg인데 무게중심을 짐발 구조 시스템의 중심에 맞추도록 되어 있어 Fig. 4의 중앙에 위치한 집중 질량으로 처리하였다. 또 안정화 구동장치에 있는 모터 2쌍 역시 각각의 질량은 0.51 kg인 집중질량으로 다루었다. 그리고 각 접촉(Angular Contact) 볼 베어링 4쌍은 해당 부위에서 스프링-댐퍼 요소로 정의하였으나 이들 베어링들의 감쇠비는 무시할 정도이므로 유한요소해석에서 강성계수만 고려하였다. Fig. 1의 짐발 구조 시스템에 사용된 Timken Company사 베어링의 축 방향 강성과 반경 방향 강성은 Table 1과 같다.<sup>(11)</sup>

가장 중요한 방진 고무부는 스프링-댐퍼 요소로 정의하였다. 그러나 2-1절에서 설명하였듯이 방진 고무부의 강성계수는  $k_{1,shock} = 39.2 \text{ kN/m}$ ,  $k_{2,shock} = 44.2 \text{ kN/m}$ 이다. 물론 감쇠계수도 이 값들로부터 식 (2)에 의해 계산된 값들을 사용하였다.

Fig. 4의 짐발 구조물 모델링에서 3차원 유한요소들로 표현된 부분의 재질은 티타늄 6Al-4V-EL1과 스테인레스 스틸 STS303 및 알루미늄 6061-T6로 이들에 대한 재료 물성치는 Table 2와 같다.<sup>(11)</sup> 이들 금속의 감쇠비는 경험적으로 많이 사용하는 주

**Table 2** Material properties of gimbal structure system

Material	Aluminum 6061-T6	Stainless Steel STS 303	Titanium 6Al-4V EL1
Young's Modulus	68.9 GPa	193 GPa	116 GPa
Poisson's ratio	0.33	0.25	0.34
Density	2700 kg/m <sup>3</sup>	8000 kg/m <sup>3</sup>	4500 kg/m <sup>3</sup>

모드에 대하여 2%로 설정하였다.

### 2.3 충격해석 알고리즘

기초부에 충격 가속도를 받는 구조물의 거동 해석 역시 Lee 등<sup>(11)</sup>과 같이 가속도 경계 조건을 거대 질량으로 인한 하중 조건으로 대체하는 Large Mass Method<sup>(16)</sup>를 적용하면 충격을 포함한 일반적인 동적 문제의 유한 요소 지배 방정식은 아래와 같다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (3)$$

위 식에서  $\{u\}$ 는 변위 벡터,  $\{F\}$ 는 하중 벡터이며  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬을 의미한다. 대부분의 경우 식 (3)에서  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 상수이므로 잘 알려진 다양한 수치 방법들을 적용하면 간단히 해를 구할 수 있다. 그러나 본 연구는 방진고무의 비선형 특성 때문에 강성행렬  $[K]$ 와 감쇠행렬  $[C]$ 가 고무의 변형량에 따라 변하므로 이를 해결하기 위하여 다음의 알고리즘에 제안하였다.

(1)  $i$ 번째 시간  $t_i$ 에서 8개 방진 고무부의 강성계수를  $k = k_{1,shock}$ 로 가정하고 이 값에 맞는 감쇠계수  $c = c_{1,shock}$ 를 결정하여 식 (3)을 푼다. 본 연구는 과도 응답 해석에 Newmark Method를 적용하였으나 다른 수치 방법을 사용하여도 된다. 계산된 변위 벡터 해  $\{u\}$ 를 사용하여 8개 방진 고무 부위에 발생된 하중들을 구한다.

(2) 단계 1에서 얻어진 하중들이 49.784N 보다 모두 작으면 시간  $t_i$ 에서 해를 구하였으므로 바로 단계 5로 간다. 하나의 AM004-8은 변형량 1.27 mm과 하중 24.892N 이 강성 계수의 크기에 대한 선택 기준이나 방진고무부는 모두 Back-to-Back방식으로 설치되어 하중 판별기준은 2배인 49.784N이다.

(3) 8개의 방진 고무부의 하중이 49.784N 보다 작은 방진고무들은  $k = k_{1,shock}$ ,  $c = c_{1,shock}$ 으로 기준 하중 값을 초과하는 고무들은  $k = k_{2,shock}$ ,

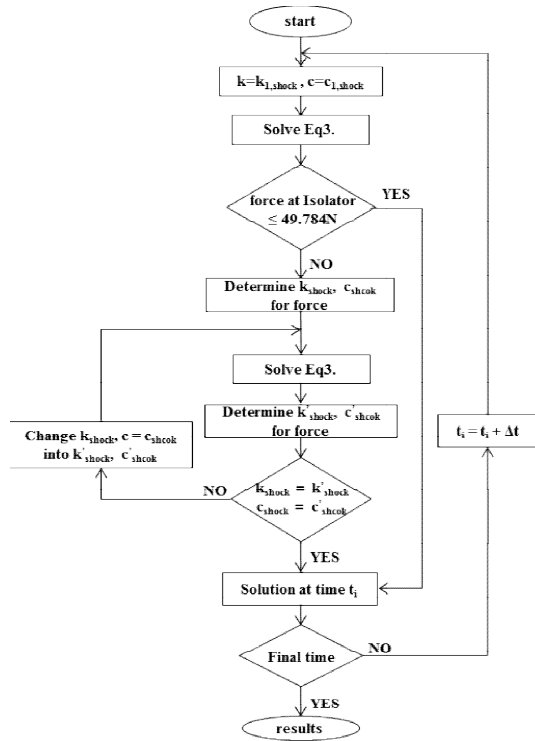


Fig. 5 Flow chart for algorithm

$c = c_{2,shock}$  으로 변경한다.

(4) 단계 3에서 8개 방진 고무부에 결정된  $k, c$  값들을  $k^{out}, c^{out}$  라 하자. 이  $k^{out}, c^{out}$  들을 적용하여 식 (3)을 푼다. 변위 해로부터 다시 방진 고무부의 하중들을 계산하고 하중 49.784N 을 기준으로 8개의 방진 고무들의 새로운 강성계수  $k^{new}$  들과 감쇠계수  $c^{new}$  들도 모두 결정한다. 만약  $k^{new}, c^{new}$  들이  $k^{out}, c^{out}$  들과 모두 오차 범위 내에서 동일하면 단계 5로 가고 아니면  $k^{new}, c^{new}$  들을  $k^{out}, c^{out}$  들로 변경하여 이 과정을 반복한다.

(5) 최종 목표 시간에 도달될 때까지 다음 시간  $t_{i+1} = t_i + \Delta t$ 로 변경하여 단계 1부터 반복한다.

이 알고리즘에 대한 순서도는 Fig. 5에 도시하였고, ANSYS 13.0에서 APDL로 프로그래밍하여 자동으로 과도응답해석을 하였다. 시간 증분  $\Delta t$  는 0.5msec이고 200구간으로 최종 100msec까지 기초부의 충격 가속도 가진에 대한 시스템의 동적 응답을 계산하였다.

### 3. 결과 비교

정찰기용 짐발 구조 시스템의 안전성 평가를 위해 MIL-STD-810G<sup>(14)</sup>의 “Method 516.6 Shock”에서 규정된 기초부에 가해지는 충격 가속도는 Fig. 6

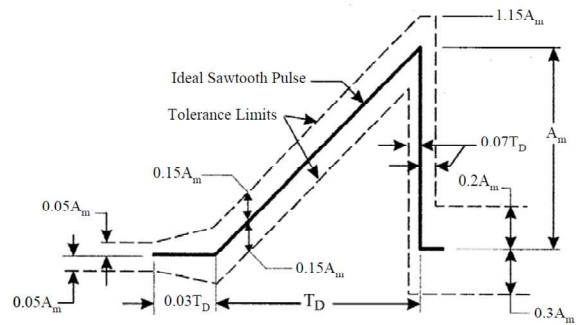


Fig. 6 Time-acceleration curve for shock test

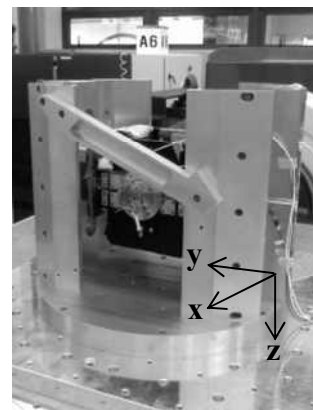


Fig. 7 Jig and gimbal structure system

의 형태이다. Fig. 6에서 최대 크기(Peak Acceleration)  $A_m$ 은 중력 G의 20배인 20G이고 지속 시간(Test Duration)  $T_D$ 는 11msec인 톱니파형이다. 이 기초 가진 조건에서 시스템의 중심부에 있는 카메라 센서부가 x축, y축 및 z축 모든 방향에 대하여 가속도에 대한 설계 사양을 만족 해야만 한다.

실험에서 기초부에 해당하는 8개 방진 고무부에 동시에 동일한 충격 가속도를 가진할 수 있도록 Fig. 7의 치구에 짐발 구조 시스템을 고정 한 후 Fig. 8의 가진 장비에 설치하였다. 그리고 가진 장비로부터 전달되는 기초부의 충격 가속도와 이로 인한 시스템의 응답을 측정하기 위하여 치구와 카메라 센서부의 무게 중심에 가속도 센서를 부착하였다. 모든 가속도 센서들에서 측정된 값은 절대 가속도이고 기술된 실험 측정 자료들은 현재 측정된 것이 아니라 Lee 등<sup>(11)</sup>의 연구 결과이다.

제안된 방법의 유용함을 증명하기 위하여 고무의 비선형 하중-변형 관계를 고려하는 2-3절의 알고리즘에 의한 방법으로 계산된 카메라 센서부의 가속도 값과 Lee 등<sup>(11)</sup>의 수치해를 실험 측정 결과와 비교하였다. 그런데 Fig. 4의 y축은 Fig. 7에서 보듯이 짐발 구조 시스템의 방진 고무부가 볼트



Fig. 8 V9-440-HBT1500C 176K vibration experiment device

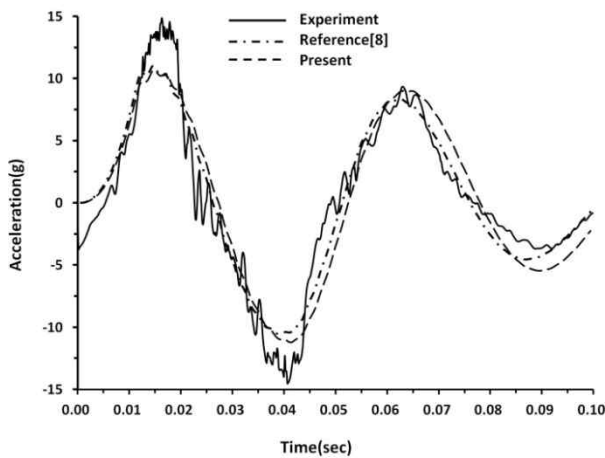


Fig. 9 Response of camera sensor in the z-direction under base shock acceleration

체결에 의해 압축되어 정찰기 동체에 장착되는 방향이다. 서론에서 설명하였듯이 고무는 초기 압축 하중에 따른 강성 계수가 변하는데 AM004-8의 경우 이에 대한 충분한 연구 결과가 없다. 이러한 이유로 실험 결과와 비교를 통한 해석 방법의 타당성 입증은 x축과 z축 방향만 가능하나 여기서는 비교 대상인 Lee 등<sup>(11)</sup>의 연구와 동일하게 z 방향에 대한 충격 해석만 고려하기로 한다.

본 연구는 수치해의 정확성 입증에 목적이므로 문헌<sup>(11)</sup>과 동일한 유한요소 모델링과 동일한 조건을 사용하였다. 다만 방진 고무의 비선형 하중-변형 관계를 단순화한 Lee 등<sup>(11)</sup>과 달리 보다 정확하게 2개의 직선으로 근사화하여 기존의 연구보다 향상된 해석 결과를 도출할 것으로 예측된다. 이를 수치적으로 보이기 위하여 z방향 카메라 센서부의 가속도 응답에 관한 실험값과 Lee 등<sup>(11)</sup>의 연구 결과 및 현재의 방법에 의한 결과들을 Fig. 9에 도시하였다.

Fig. 6의 충격 가속도가 기초부에 가진시 0 ~

Table 3 Peak acceleration and time by experiment and numerical methods

Peak No.	Method	Time	Acceleration
1	Experiment	15.75msec	13.4G
	Present	15.00msec	10.8G
	Ref. [8]	14.50msec	11.0G
2	Experiment	40.41msec	-13.04G
	Present	41.00msec	-11.31G
	Ref. [8]	39.50msec	-10.54G
3	Experiment	64.08msec	8.40G
	Present	63.50msec	8.43G
	Ref. [8]	62.50msec	8.30G

100msec 까지 카메라 센서부의 응답은 Fig. 9에서 보듯이 전체적으로 실험 결과와 해석 결과들이 비교적 잘 일치한다. 다만 가속도 peak 크기 관점에서 보면 2번째 peak 가속도가 발생하는 초기 40msec 까지는 실험과 해석 결과가 차이가 크나 시간이 지남에 따라 실험값과 유한요소법에 의한 수치결과들의 오차가 줄어들을 수 있다. 실험 결과를 자세히 관찰하면 기초부 충격 가진이 시작되는 0sec에서 카메라 센서부의 가속도가 0이 아닌 값에서 출발하는데 이는 측정오차로 판단된다. 또한 초기 시간대에서 실험 측정값들에 많은 노이즈가 존재하여 실험의 어려움을 설명하고 있다. 이 노이즈의 영향을 최소화하기 위하여 측정값을 최소 제곱법에 의하여 계산한 값을 해석 결과와 비교하였다. 특히 방진 고무부를 간단히 하나의 강성계수와 감쇠계수를 갖는 스프링-댐퍼로 다룬 Lee 등<sup>(11)</sup>의 연구와 제안된 방법의 정확한 차이점을 보기 위하여 Table 3에 카메라부의 가속도 peak 값들과 이들이 발생하는 시간들을 자세히 기술하였다.

Table 3을 보면 제안된 방법에 의한 카메라 센서부의 1차 peak 가속도 크기 해석 결과만 Lee 등<sup>(11)</sup>의 해석 결과보다 오차가 클 뿐 2차, 3차 peak의 가속도 크기는 실험값에 더 근접한 결과를 얻었다. 고무의 하중-변형 특성을 1개의 평균직선으로 다룬 Lee 등<sup>(11)</sup>은 1차peak 가속도 크기 오차가 17.9%이나 2차 peak 에서 19.1%로 오히려 증가한다. 그러나 하중-변형의 비선형성을 2개의 직선으로 근사화한 본 연구에서는 1차 peak 가속도 크기 오차는 19.4%이지만 2차 peak에서는 13.2%, 3차 peak에서는 0.4%로 시간이 지남에 따라 실험과 잘 일치한다. 뿐만 아니라 카메라 센서부의 가속도 응답에서 3개의 peak가속도가 발생하는 시간은 실험

결과에서 보듯이 기존의 Lee 등<sup>(11)</sup>의 연구 결과보다 상당히 정확하다. 자세히 설명하면 제안된 방법에 의한 해석 결과는 실험과 1차 peak가속도가 발생하는 시간은 오차가 4.7%이지만 3차 peak가속도 시간은 오차가 0.9%로 거의 차이가 없다. 이는 AM004-8의 변형-하중 특성에 맞는 보다 정확한 강성계수와 감쇠계수를 적용하였기 때문으로 판단된다. 그러므로 본 연구에서 제안된 알고리즘은 비선형 특성을 갖는 방진 고무부를 갖는 구조물의 동적 해석에 잘 적용할 수 있다.

#### 4. 결 론

항공기의 동체에 연결되어 있는 감시 정찰용 짐발 구조 시스템은 급발진이나 랜딩 등으로 발생하는 충격으로 인한 기능저하 및 파손이 일어나지 않아야 할 뿐 아니라 카메라부가 목표물을 정확히 추적하여 선명한 영상을 얻을 수 있어야 한다. 이 목적에 맞는 설계를 위해 MIL-STD-810G에서 규정된 충격 가속도를 받는 짐발 구조 시스템의 과도응답을 해석적으로 구하는 방법을 제안하였다. 기존의 연구등과 달리 방진 고무의 비선형 하중-변형 관계를 2개의 선형 직선으로 근사화하여 기초부에 충격 가속도를 받는 시스템의 동적 해석을 시도하였다. 이 근사화에 기반하여 해석 알고리즘을 제안하였고 유한요소해석 코드인 ANSYS13.0에서 APDL로 프로그래밍하여 수치해를 구하였다.

가진 실험에서 충격 가속도가 직접 짐발 구조 시스템에 가해지는 것이 아니라 간접적으로 치구를 통하여 충격이 전달되므로 실험에서 측정된 카메라 센서부의 가속도는 노이즈가 많아 1차 peak가속도 크기에 대한 실험과 수치해의 오차는 상당히 크다. 이를 제외하고 시간이 지남에 따라 제안된 방법에 의한 해석 결과가 실험값과 잘 일치하였다. 특히 방진 고무의 비선형성을 고려하지 않고 카메라 센서부의 동적 거동을 계산한 Lee 등<sup>(11)</sup>의 연구보다 본 연구의 결과가 실험 측정값들에 더 근접하였다. 실제로 카메라 센서부의 응답 가속도 peak에 도달하는 시간은 3개의 peak 모두 오차가 5% 미만으로 실험과 굉장히 잘 일치하고 있다.

결론으로 비선형 특성의 방진 고무부를 갖는 시스템의 충격 해석에서 제안한 방법은 기존의 방법보다 향상된 수치해를 얻었다. 이와 같은 복잡한 구조물의 동적 해석 방법의 정립은 설계자 입장에서는 매우 중요하다. 이를 통해 실험적으로 측정 불가능한 구조물에 발생하는 동적 응력까지 예측

이 가능하므로 시스템 설계에 꼭 필요하다. 참고로 제안된 방법으로 계산 결과 z축 방향의 MIL-STD-810G 충격 가속도 가진하에서는 전체 짐발 구조 시스템에 발생하는 최대 동적 상당 응력은 14.0MPa이다.

#### 후 기

이 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 지원된 논문입니다.

#### 참고문헌

(References)

- (1) Lee, T. W., 2003, "A Study on the Large Deformation of Silicon Rubber Gasket with Hollow Circular Section," *Journal of the KSPE*, Vol. 20, No. 11, pp. 150-157.
- (2) Shin, S. J., Lee, T. S. and Oh, S. I., 1998, "Three-dimensional Finite Element Analysis of Rubber Pad Deformation," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 22, No. 1, pp. 111-131.
- (3) Scharnhorst, T. and Pian, T. H. H., 1978, "Finite Element Analysis of Rubberlike Materials by a Mixed Model," *Int. J. Num. Meth. Eng.*, Vol. 12, pp. 665-676.
- (4) Petrone, F., Lacagnina, M. and Scionti, M., 2004, "Dynamic Characterization of Elastomers and Identification with Rheological Model," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 271, pp. 339-363.
- (5) Kim, K. W., Lim, J. R. and Ahn, T. K., 1999, "Stiffness Analysis of Compressed Rubber Components for Anti-vibration," *Journal of the KSPE*, Vol. 16, No. 6, pp. 141-147.
- (6) Kim, K. W., Lim, J. R. and Ahn, T. K., 1988, "Analysis and Experiment of the Dynamic Characterization of Rubber Material for Anti-vibration under Compression," *Journal of the KSNVE*, Vol. 8, No. 5, pp. 141-147.
- (7) Lord, "Theory of Vibration/Shock Isolators," *Lord Corporation*, www.lord.com.
- (8) Lee, S. E. and Lee, T. W., 2010, "Vibration Characteristic Analysis of Gimbal Structure System in Collection Equipment of Image Information," *Observation Reconnaissance Camera Module*, *Journal of the KSMPE*, Vol. 9, No. 2, pp 20-25.
- (9) Lee, S. E. and Lee, T. W., 2011, "Vibration Characteristic Analysis of Gimbal Structure System with Observation Reconnaissance Camera Module," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 35, No. 4, pp. 409-415.

- (10) Lee, S. E. and Lee, T. W., 2012, "A Study on the Vibration Characteristics of Camera Module for Aerial Reconnaissance Camera Module Considering Vibration Isolator," *Journal of the KSPE*, Vol. 29, No. 5, pp. 545~553.
- (11) Lee, S. E., Lee, T. W. and Kang, Y. G., 2014, "Shock Analysis of Gimbal Structure System Including Rubber Vibration Isolator in a Observation Reconnaissance Aircraft," *Journal of the KSMPE*, Vol. 13, No. 2, pp 73~80.
- (12) Moon, B. Y. and Kang, G. J., 2001, "Dynamic Stability Analysis of Base-Isolated Low-level Nonlinear Structure Under Earthquake Excitation," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 25, No.11, pp. 1743~1750.
- (13) Lord, "Low Profile Avionics Mounts(AM Series)," *Lord Corporation*, [www.lord.com](http://www.lord.com).
- (14) MIL-STD-810G., 2008, "Department of Defense Test Method Standard for Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, Method 516.6 Shock".
- (15) ANSYS, 2011, "Users's Manual for Revision 13.0," *ANSYS Inc.*.
- (16) Haberman, D., 2000, "Sine-sweep Test Simulation in ANSYS Using the Large-mass and Direct-displacement Methods," *Collaborative Solutions, Inc.*.