

◆ 특집 ◆ 정밀 본딩 및 검사 공정 기술

COG 본딩공정 고속복합 검사 시스템의 방진용 에어 스프링의 동적 파라미터 규명 연구

Dynamic Parameters Identification of an Air Spring for Vibration Isolation of a Complex Testing System of COG Bonding Process

이주홍¹, 김필기¹, 석종원^{1,✉}, 오병준²
Juhong Lee¹, Pilkee Kim¹, Jongwon Seok^{1,✉} and Byung-Joon Oh²

¹ 중앙대학교 기계공학부 (Department of Mechanical Engineering, Chung-Ang Univ.)

² (주) 에이앤아이 (ANI Co., Ltd.)

✉ Corresponding author: seokj@cau.ac.kr, Tel: 02-820-5729

Manuscript received: 2010.5.4 / Revised: 2010.5.26 / Accepted: 2010.6.1

Due to the recent quantum leaps forward in bio-, nano-, and information-technologies, the precisionization and miniaturization of mechanical and electrical components are in high demand. The allowable margin for vibration limits for such equipments is becoming stricter. In order to meet this demand, understandings on the characteristics of vibration isolation systems are highly required. Among the components comprising the vibration isolation system, air spring has become a focal point. In order to develop a complex defect tester for COG bonding of display panels, a vibration isolation system composed of air springs for mounting is considered in this study. The dynamic characteristics of the air spring are investigated, which is the most essential ingredient for reducing the vibration problem of the tester to the lowest level. Uncoupled dynamic parameters of the air spring are identified through MTS experiments, followed by suggestion of a model-based approach to obtain the remaining coupled dynamic parameters. Finally, the dynamic behaviors of the air spring are estimated and discussed.

Key Words: Air Spring (에어 스프링), Dynamic Parameter Identification (동적 파라미터 규명)

기호설명

f_1 = lateral reaction force due to lateral and torsional displacement

f_2 = vertical reaction force due to vertical displacement

f_3, f_3' = vertical reaction force due to torsional displacement

m_t = moment acting in lateral and torsional direction of the air spring

k_l = lateral stiffness of the air spring

k_t = torsional stiffness of the air spring

k_v = vertical stiffness of the air spring

k_t' = torsional stiffness acting in lateral direction of the air spring

k_l' = lateral stiffness acting in torsional direction of the air spring

l_1 = horizontal distance from center of mass of the system to air spring

l_2 = vertical distance from center of mass of the system to air spring

1. 서론

현대 각종 산업의 기계장치들은 소형 경량화, 고 정밀화, 고속 자동화 되어 가고 있는 추세이다. 특히, 국내 산업의 큰 비중을 차지하고 있는 IT 관련 장비의 경우 고도의 정밀도가 요구되는 분야 중 하나이다. 특히 최근 연구되고 있는 COG (Chip On Glass) 의 Bonding 공정¹은 공정의 특성상 TAB (Tape Automated Bonding)² 장비에서 강한 온도와 압력으로 IC (Integrated Circuit) 부착 시 Panel 에 Crack 과 Broken 이 발생하는 경우가 많은데 이를 공정 중 발견하지 못하면 그 경제적 손실이 막대하다. 따라서 이러한 검사를 경제적으로 구현하기 위해 LCD Panel 에 도전볼^{3,4} 상태 검사와 Glass 의 미세 Crack 및 Broken 검사가 동시에 가능한 복합 검사시스템의 개발이 필요하다. 본 연구에서는 이 시스템의 방진을 위해 에어 스프링을 장착한 방진 시스템을 장착하는 경우에 대해 (아래 Fig. 1 참조) 이들 에어 스프링의 비연성된 동적 파라미터들을 실험적 방법으로 구하고 이들의 동특성을 고찰하며 연성된 동적 파라미터들을 이론적 모델링 방법을 사용해서 추정하는 Inverse Parameter 추출방법을 제안하고자 한다.

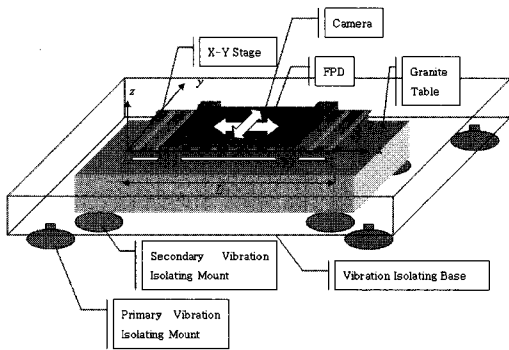


Fig. 1 A schematic image of the vibration isolation system composed of four air springs

한편, 상기 복합검사기와 같이 개발하고자 하는 장치의 정도가 높아짐에 따라 그에 따라 요구되는 공정의 허용 진동 규제치 또한 점점 더 엄격해지고 있으며^{5,6} 이에 따라 외란 (External disturbance)과 내부 진동을 차단하는 방진 시스템 (Vibration isolation system)⁷에 대한 연구가 많이 활성화되고 있다. 또한 방진 시스템의 방진 성능 개

선에 대한 요구도 증가되고 있는 상황이다.

기존에 소개된 여러 방진 시스템 중에서 에어 스프링 (Air Spring)은 가장 많이 연구되고 있는 시스템의 핵심 부품 중 하나이다. 이 에어 스프링은 압축 에어를 이용하여 큰 하중을 지지할 수 있으면서 상대적으로 낮은 강성으로 낮은 고유진동수를 유지할 수 있고, 오리피스 (Orifice)를 이용하여 감쇠 성능을 조절할 수 있으며, 요구에 따라 Leveling valve 등을 이용하여 Self-leveling 등이 가능한 진동절연장치 (Vibration isolator)를 구성할 수 있는 장점이 있다.^{7,8} 그러나 에어 스프링은 구조와 유체가 연성된 성격에 기인하여 동적 거동의 예측이 쉽지 않은 문제가 있다. 따라서 현재까지도 에어 스프링의 특성을 규명하기 위하여 많은 다양한 이론 및 실험적 모델들이 제안되고 있으나⁹ 아직까지 이들의 특성을 명확히 규명한 연구는 수행되지 않았다.

본 연구에서 대상으로 하는 에어 스프링은 내부 압력에 따라 시스템의 특성이 변화하는 특징을 가지고 있다. 따라서 본 연구에서는 우선 내압에 따른 에어 스프링의 특성을 규명하기 위해 실험 장치를 고안하여 1 차 진동절연 마운트로 널리 쓰이는 에어 스프링의 비연성 동적 파라미터들을 도출하는 연구를 수행하였다.

2. 에어 스프링의 동작 특성 규명

에어 스프링은 내부 압력에 따라 시스템의 특성이 변화하는 특성을 가지고 있다. 에어 스프링에 공급하는 압력은 지지되는 시스템의 사양에 따라 초기에 결정되므로 작동 영역에 대한 에어 스프링의 내압을 결정하기 위하여 재료 시험장치인 MTS 810 (Material Testing Systems, MTS Systems Co.) 장비를 이용하여 본 연구에서 대상으로 한 에어 스프링 (ESR, SRS-181)의 내부 압력과 지지 하중과의 관계를 구하였다. 본 실험에 사용된 에어 스프링의 사양은 Table 1 과 같다.

Table 1 Specifications of air spring

Max. Height	145 mm
Min. Height	56 mm
Design Height	120 mm
Load Range	500~1,300 kgf
Pressure Range	3~7 kgf/cm ²

에어 스프링에 공급하는 압력은 Compressor 에 공압 조절기(Pneumatic Regulator, SMC, IR-1020)를 장착하여 원하는 범위로 조절하였다. 마운트의 상·하면 체결 부위는 완전한 평면이 아닌 양의 곡률을 가지고 있기 때문에 베어링 상부의 전체 취부 면적에 골고루 힘을 분산시키기 위하여 제작한 실험 장치와 마운트 사이에 매우 연한 Rubber pad 를 삽입하였다. 실험은 0.1 bar 단위로 내압을 증가시키며 MTS 장비에 내장된 Force transducer 에 의해 측정된 힘을 기록하는 방식으로 진행하였다.

Figure 2 는 본 실험에 사용된 MTS 장비의 사진이며 Fig. 3 은 실험으로 얻은 내압에 따른 에어 스프링의 지지하중 곡선이다. 실험 결과 에어 스프링의 높이가 고정되어 있을 경우 내부 압력에 대한 지지 하중은 매우 일정한 선형관계를 가짐을 확인할 수 있다.

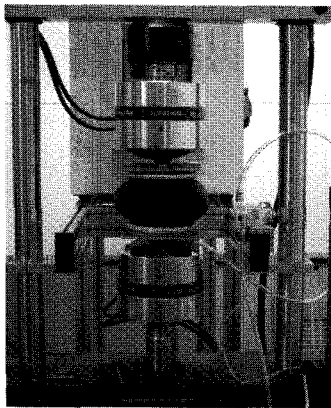


Fig. 2 A photographic image of the air spring mounted in MTS system

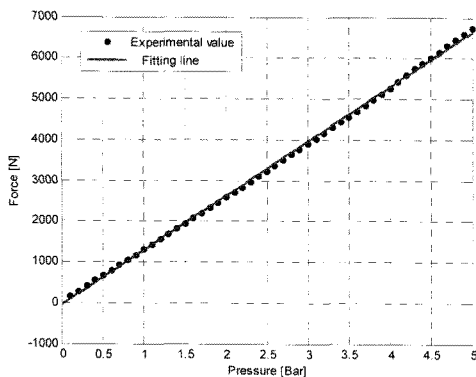


Fig. 3 Load variations with respect to the internal pressure of air spring

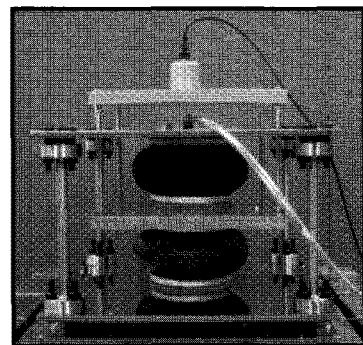
한편, 본 연구에서 방진의 대상으로 고려한 복합 검사 시스템의 사양에 따라 추후 진행할 동적 파라미터 추출 실험에서는 에어 스프링의 내압을 3 기압으로 고정하였다.

3. 에어 스프링의 비연성 동적 파라미터 규명

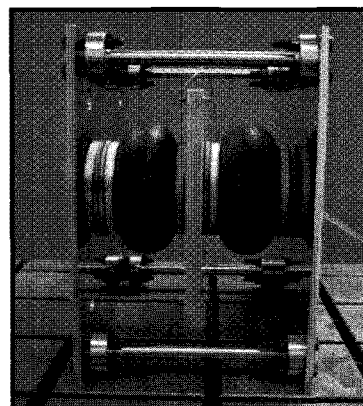
3.1 실험 장치 구성 및 실험 방법

에어 스프링의 각 자유도에 대한 비연성 동적 파라미터를 규명하기 위한 실험을 진행하기 위하여 Fig. 4 와 같은 실험 장치를 제작하였다. 본 실험에서 고려된 비연성 자유도는 Vertical, Lateral 그리고 Torsional 방향의 자유도이다. 각 자유도에 대한 실험을 진행하기 위하여 각 자유도에 따른 동특성이 독립적으로 발현될 수 있도록 실험 장치를 고안하였다.

상·하부를 지지해주는 플레이트와 두 플레이트를 연결하는 기둥은 Stainless steel 로 제작하였으며



(a)



(b)

Fig. 4 Pictures of the experimental system for dynamic system parameter identification

두 에어 스프링 사이에 체결된 플레이트와 가속도계가 부착되는 베어링 상부의 플레이트는 비교적 가벼운 알루미늄으로 제작하였다. 이러한 실험 장치를 구성하였을 경우, 실험 장치의 배치 방법에 따라 대상으로 하는 진동 모드 이외의 자유도에 대한 효과는 자연적으로 제거되기 때문에 각 자유도에 대하여 독립적으로 파라미터들을 도출할 수 있는 장점이 있다. 또한 베어링 하부 지지부로부터 전해지는 진동¹⁰이 시스템에 영향을 주는 영향을 최소화하기 위하여 방진 테이블 위에 본 실험장치를 강건히 체결한 후 실험을 진행하였다.

대상이 되는 에어스프링의 내부압력은 공압 조절기를 이용하여 1 bar 에서 3 bar 까지 0.1 bar 간격으로 변화시켜 가면서, 임팩트해머 (Impact Hammer, B&K, 8612 Type)를 이용한 가진 실험을 통하여 가속도계로부터 얻은 시간영역 신호와 임팩트 해머의 가진 신호를 FFT Analyzer (B&K, 5ch-PULSE 3560B)를 이용하여 주파수 응답 함수 (Frequency Response Function: FRF)를 에어 스프링의 내압의 함수로 구하였다. 이러한 방법을 통하여 얻은 FRF를 이용하여 해당 압력에서 주 진동모드에 대한 고유진동수 (ω_n)와 감쇠비 (ζ)를 구하였다.

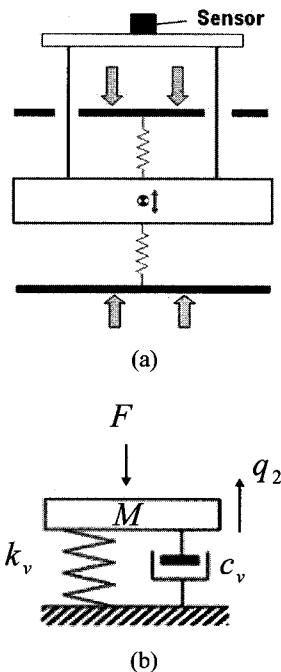


Fig. 5 Schematic diagrams of the model system (for vertical vibration mode)

3.2 Vertical vibration mode

Vertical 방향의 자유도에 대한 동적 파라미터를 구하기 위하여 Fig. 3(a)와 같은 실험장치를 구성하였다. 각 방진 마운트의 높이는 실제 방진 시스템을 구성하는 경우 설계치인 120 mm로 고정하였다. 본 실험에 사용된 가속도계는 작동 주파수 영역이 0.1 Hz~200 Hz 대역인 저주파용 가속도계 (PCB, Model 393B31)이다. 에어 스프링을 장착한 방진 시스템의 관심 주파수 대역을 고려하면 상기 시스템은 스프링과 댐퍼로 이루어진 간단한 1 자유도계 시스템으로 가정할 수 있으므로 상기 시스템에 대한 실험장치의 개략도와 수학적 모델은 각각 Figs. 5 (a), (b)와 같이 표현할 수 있다.

한편, 이 시스템에 대한 운동 방정식은 다음 식 (1)과 같이 표현된다.

$$M\ddot{q}_2 + 2c_v\dot{q}_2 + 2k_vq_2 = F \tag{1}$$

이 때 M 은 방진 마운트에 체결되어 가진된 실험장치 구성 요소의 총 등가질량에 해당하는 값으로 본 실험에서는 12.7 kg을 얻었다.

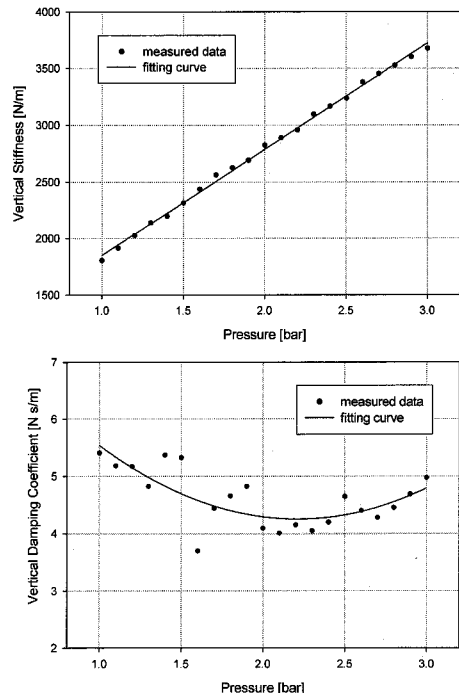


Fig. 6 Variations of vertical stiffness and damping coefficient with respect to the internal pressure of air spring

식 (1)을 이용하여 Vertical 방향의 자유도에 대한 스프링 상수 (k_v)와 감쇠 계수 (c_v)를 다음과 같은 고유진동수와 감쇠비에 대한 관계식을 이용하여 역산하였다.

$$k_v = \frac{M\omega_n^2}{2} \quad (2)$$

$$c_v = \zeta\omega_n^2 M \quad (3)$$

Figure 6 은 Vertical 방향의 자유도에 대한 이질 동적 파라미터들을 표현한 그래프이다. 이 그래프를 살펴보게 되면 Vertical 방향의 스프링 상수는 스프링의 내압이 증가함에 따라 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 내압이 1 bar 에서 3 bar 까지 변동시키는 경우, 실험으로 얻은 스프링 상수는 약 1700 N/m 에서 3700 N/m 사이의 값을 가진다. 반면, 감쇠계수의 경우 에어 스프링의 내압의 변화에 따라 비선형 특성을 보여주며 내압이 약 2 bar 인 경우 최소값을 갖는 2 차 곡선형태임을 확인할 수 있다.

3.3 Lateral vibration mode

Lateral 방향의 진동 모드에 대한 동적 파라미터를 구하기 위하여 실험 장치를 Fig. 4(b)와 같이 횡방향으로 위치시킨 후 이전 실험과 동일한 방법으로 임팩트 해머 가진 실험을 수행하였다.

이 실험은 Lateral 방향의 자유도에 대한 실험으로 이 때 Vertical 방향과 Torsional 방향의 자유도에 대한 운동이 서로 상쇄되어 이들의 특성이 시스템에 영향을 미치지 않도록 하였다. 가속도계는 Vertical 방향의 자유도에 대한 실험에서와는 달리 횡방향으로 부착해야 하므로 크기가 크고 질량이 큰 저주파용 가속도계는 중력의 영향으로 부착이 어려울 뿐 아니라 에어 스프링 가운데에 체결된 알루미늄 플레이트가 얇고 비교적 가볍기 때문에 시스템의 특성 계측에 부의 영향을 줄 가능성이 크다. 따라서 Lateral 방향의 자유도에 대한 실험에서는 비록 저주파 감도는 떨어지나 크기와 무게가 작은 일반 범용 주파수용 가속도계 (B&K, 4513 Type)를 사용하였다.

본 연구의 주된 관심 주파수 대역 내, 즉 저주파수 범위의 Lateral 방향의 자유도에 대한 스프링 상수와 감쇠 계수를 구하기 위하여 시스템을 Fig. 7(b)와 같이 스프링-댐퍼 시스템으로 이루어진 간단한 1 자유도계 시스템으로 모델링 하였다.

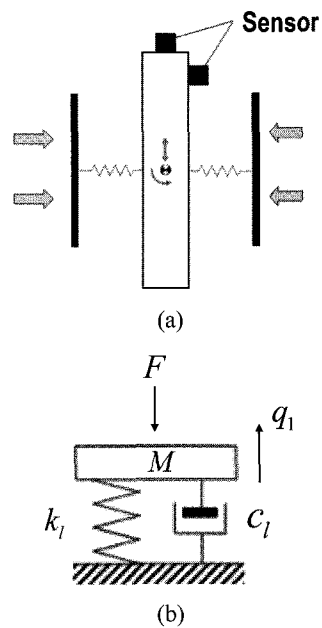


Fig. 7 Schematic diagrams of the model system (for lateral vibration mode)

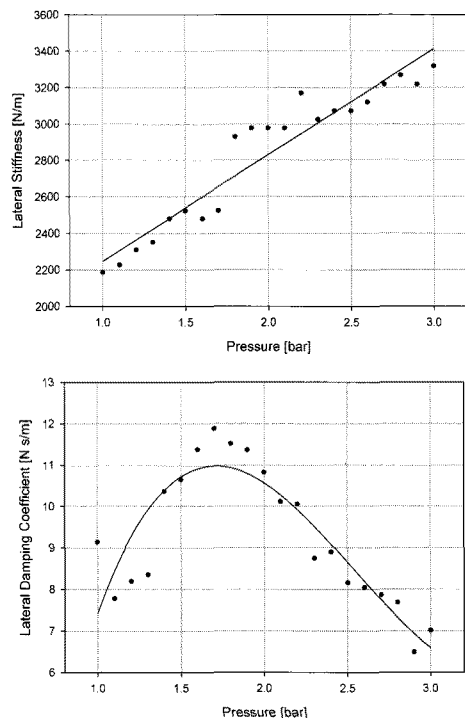


Fig. 8 Variations of the lateral stiffness and damping coefficient with respect to the internal pressure of air spring

이는 Vertical 방향의 자유도에 대한 실험 시스템과 동일한 시스템으로 간주할 수 있으며 운동 방정식 역시 이와 동일하게 표현된다.

$$Mq_1 + 2c_1q_1 + 2k_1q_1 = F \quad (4)$$

상기 식 (4)와 임팩트해머 가진 신호를 통하여 얻은 FRF 를 이용하여 Lateral 방향의 자유도에 대한 스프링 상수와 감쇠 계수를 구하였다. 여기서 M 은 에어 스프링에 체결된 구성요소의 총 등가질량으로 본 실험에서는 6 kg 을 얻었다. 이렇게 하여 구한 내압에 따른 스프링 상수와 감쇠 계수를 Fig. 8 에 도시하였다.

3.4 Torsional vibration mode

Torsional 방향의 자유도에 대한 동적 파라미터를 도출하기 위한 실험을 위해 Lateral 방향의 자유도에 대하여 실험 할 경우와 동일하게 실험장치를 구성하고 회전모드가 나타나도록 임팩트 해머 가진실험을 진행하였다. 이때, 전 절에 설명한 가속도계를 알루미늄 플레이트의 측면에 부착한 후 그 반대쪽을 임팩트 해머로 가진하여 주파수 응답 함수를 구하였다. 또한, 사용된 가속도계는 일반 범용 주파수용 가속도계 (B&K, 4513 Type)이며 실험은 이전과 동일하게 진행하였다.

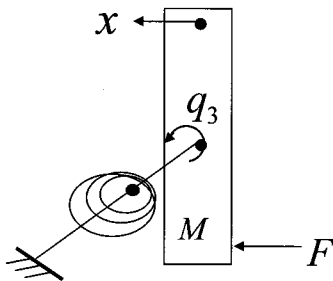


Fig. 9 Schematic diagram of the model system (for torsional vibration mode)

본 시스템의 개략도와 수학적 모델링은 각각 Fig. 7(a)와 Fig. 9 와 같이 도시할 수 있다. 상기 모델 시스템의 운동 방정식을 구하면 다음 식 (5)와 같이 표현된다.

$$\frac{J}{l^2}\ddot{x} + \frac{2c_t}{l^2}\dot{x} + \frac{2k_t}{l^2}x = F \quad (5)$$

여기서 J 는 두 개의 에어 스프링 중간에 체결된 알루미늄 평판의 질량 관성 모멘트 ($0.058\text{kg}\cdot\text{m}^2$)이며, l 은 알루미늄 플레이트의 중심에서 가속도계 혹은 가진 점까지의 거리 (155 mm)이다.

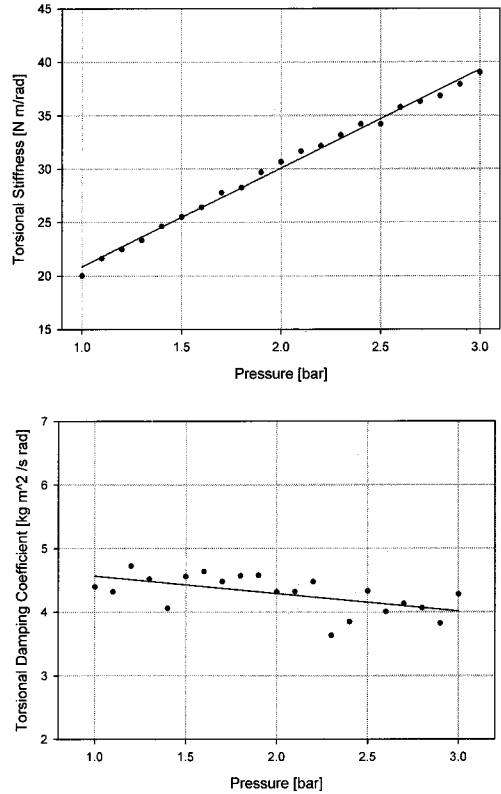


Fig. 10 Variations of the torsional stiffness and damping coefficient with respect to the internal pressure of air spring

식 (5)의 운동 방정식을 이용하여 Torsional 방향의 자유도에 대한 스프링 상수 및 감쇠 계수를 다음 식 (6), (7)과 같이 구할 수 있다.

$$k_t = \frac{\omega_n^2 J}{2} \quad (6)$$

$$c_t = \zeta J \omega_n \quad (7)$$

에어 스프링 내압에 대한 결과 그래프는 Fig. 10 에 나타내었다.

4. 에어 스프링의 연성된 동적 파라미터 규명

에어 스프링의 연성되지 않은 동적 파라미터는 상기 서술된 바와 같이 간단하게 실험과 운동 방정식을 통한 해석을 병행하여 규명할 수 있었다. 하지만 연성된 동적 파라미터의 경우 실험으로 고유진동수를 구하는 것은 연성 모드의 발현을 억제하기 어렵기 때문에 매우 난해한 문제가 된다.

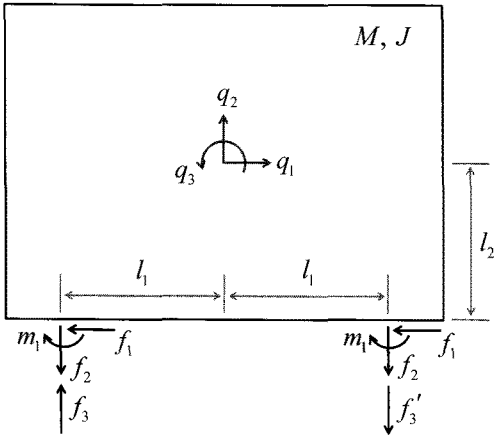


Fig. 11 FBD for system supported by 4-air spring

하지만, 연성된 자유도에 대해서는 다음과 같은 모델링을 이용한 Inverse parameter 추출방법으로 동적 파라미터를 도출할 수 있다.

우선 총 4 개의 에어 스프링으로 지지된 질량 M, 관성 모멘트 J 인 방진 시스템을 생각한다. Figure 11 은 이들 에어 스프링으로 지지된 시스템의 자유물체도이다. 이 시스템이 가지는 자유도는 이전의 경우와 같이 Lateral, Vertical 그리고 Torsional 방향을 고려한다.

각각의 방향을 q_1, q_2, q_3 로 설정하면, 시스템이 q_1, q_2, q_3 방향의 자유도를 가지고 운동할 때 시스템을 지지하고 있는 스프링에 가해지는 반력과 모멘트는 다음과 같이 표현된다.

$$f_1 = 2k_l q_1 + 2k'_l q_3 \quad (8-a)$$

$$f_2 = 2k_v q_2 \quad (8-b)$$

$$f_3 = 2k_l l q_3 \quad (8-c)$$

$$f'_3 = 2k_l l q_3 \quad (8-d)$$

$$m_1 = 2k'_l q_1 + 2k_l q_3 \quad (8-e)$$

이를 이용하여 상기 시스템의 각 자유도에 대한 운동 방정식을 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & J \end{bmatrix} \{\ddot{q}\} + \begin{bmatrix} 4k_l & 0 & 4k'_l \\ 0 & 4k_v & 0 \\ 4l_2 k_l + 4k'_l & 0 & 4l_1^2 k_v + 4l_2 k'_l + 4k_t \end{bmatrix} \{q\} = \{0\} \quad (9)$$

상기 식 (9)는 Vertical 방향의 강성은 독립적으로, Lateral 방향의 강성과 Torsional 방향의 강성은 서로 연성되어 있음을 보여준다. 상기 운동 방정식으로부터 고유치 해석을 통해 다음과 같은 두 식을 얻을 수 있다.

$$k_{22} - \lambda^2 M = 0 \quad (10)$$

$$(k_{11} - \lambda^2 M)(k_{33} - \lambda^2 J) - k_{13} k_{31} = 0 \quad (11)$$

여기서

$$k_{11} = 4k_l \quad (12-a)$$

$$k_{13} = 4k'_l \quad (12-b)$$

$$k_{22} = 4k_v \quad (12-c)$$

$$k_{31} = 4l_2 k_l + 4k'_l \quad (12-d)$$

$$k_{33} = 4l_1^2 k_v + 4l_2 k'_l + 4k_t \quad (12-e)$$

이다.

상기 식에서 구하여야 할 강성은 k_l, k_t, k_v, k'_l , 총 5 개이다. 이 중 k_l, k_t, k_v 는 전 절에서 설명한 비연성 동적 파라미터 규명 실험을 통하여 결정할 수 있다. 또한 Maxwell's reciprocal theorem 에 의해 $k'_l = k'_l$ 이므로 구하고자 하는 미지의 연성된 동적 파라미터는 한 개로 줄어들게 된다. 따라서 식 (11)과 실험을 통하여 얻을 수 있는 고유진동수를 이용하여 필요로 하는 연성된 동적 파라미터를 역산하여 구할 수 있다. 한편, 식 (10)은 실험으로 구한 Vertical 방향의 동적 파라미터들의 검증에 위해 사용할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 임팩트 해머 가진실험을 통하여 각 자유도별, 내압에 따른 연성되지 않은 강성 계수 및 감쇠 계수를 구하였다. 또한 연성된 동적 파라미터의 경우 모델링을 바탕으로 한 Inverse Problem 을 실험에서 구한 비연성 파라미터를 토대로 역산하여 구하는 방법을 제시하였다. 실험 결과를 살펴보게 되면 고유진동수의 경우 자유도에 크게 상관 없이 에어 스프링의 내압에 따라 선형적으로 나옴을 알 수 있다. 또한 감쇠비의 경우는 에어 스프링의 내압이 증가함에 따라 비선형적으로 변동하는 경향을 가지고 있음을 알 수 있다. 그러나 감쇠비의 경우 0.02~0.1 수준의 아주 낮은 값을 가진다는 사실을 알 수 있는데 이로 비추어 보면 방진 마운트로 사용되는 에어 스프링은 댐퍼의 역할을 하기 보다는 주로 순수 스프링의 특성을 가지고 있음을 판단할 수 있다. 한편, 스프링의 경우 마운트 지지부에서 전달되는 진동의 차단에는 효과적이지만 감쇠비가 작기 때문에 스프링으로 지지된 시스템 자체의 진동 감쇠 효과는 미미하다는 사실을 예측할 수 있다. 따라서 방진 대상 구조에 진동원이 있는 경우, 에어 스프링의 선형성을 유지하면서 상기 진동원에 따른 진동의 감쇠 특성을 향상시키기 위해서는 오리피스나 에어 패시지 등을 이용한 에어 스프링 감쇠구조의 보완이 필요하다.

후 기

본 논문은 지식경제부에서 시행한 청정기술기반 산업원천 기술개발사업의 지원으로 수행되었음. (과제번호: 10024121)

참고문헌

1. Yim, M. J., Hwang, J. and Paik, K. W., "Anisotropic conductive films (ACFs) for ultra-fine pitch Chip-On-Glass (COG) applications," *International Journal of Adhesion & Adhesives*, Vol. 27, No. 1, pp. 77-84, 2007.
2. Kassamakov, I. V. I., Seppanen, H. O., Oinonen, M. J., Hæggestrom, E. O., Osterberg, J. M., Aaltonen, J. P., Saarikko, H. and Radivojevic, Z. P., "Scanning white light interferometry in quality control of single-point tape automated bonding," *Microelectronic Engineering*, Vol. 84, No. 1, pp. 114-123, 2007.
3. Yim, M.-J., Ryu, W., Jeon, Y.-D., Lee, J., Ahn, S., Kim, J. and Paik, K.-W., "Microwave Model of Anisotropic Conductive Film Flip-Chip Interconnections for High Frequency Applications," *IEEE Transactions on Components and Packaging Technology*, Vol. 22, No. 4, pp. 575-581, 1999.
4. Kwon, S. H., Kwon S. R., Ko, D. J., Park, K. S. and Yang, S. H., "The Experimental Validation for the Optimization of Heating Tool Head for Minimized Temperature Distribution on Bonding Surface," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 25, No. 6, pp. 7-12, 2008.
5. Gordon, C. G., "Generic criteria for vibration-sensitive equipment," *Proceedings of SPIE*, Vol. 1619, pp. 71-85, 1991.
6. Amick, H., Gendreau, M. and Gordon, C. G., "Facility vibration issues for nanotechnology research," *Proceedings of the Symposium on Nano Device Technology*, 2002.
7. Rivin, E. I., "Passive vibration isolation," *ASME Press*, 2003.
8. An, C.-H., Kim, H.-S., Yim, K.-H., Jin, K.-B. and Rim, K.-H., "Optimal design of air-spring and active control of vibration isolation table," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineers*, Vol. 17, No. 7, pp. 565-571, 2007.
9. Park, S. J. Kwon, H. H. and Park, J. C., "A Study on the Optimal Combination of Leaf and Air Spring for the Suspension," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 12, No. 7, pp. 82-91, 1995.
10. Middleton, C. J. and Brownjohn, J. M. W., "Response of high frequency floors: A literature review," *Engineering Structures*, Vol. 32, No. 2, pp. 337-352, 2010.