

가진기를 이용한 강제진동시험에 의한 전기 캐비닛의 실험적 모드특성 분석

Analysis of Experimental Modal Properties of an Electric Cabinet via a Forced Vibration Test Using a Shaker

조성국¹⁾ · 소기환²⁾

Cho, Sung Gook · So, Gi Hwan

국문 요약 >> 원자력발전소(이하, 원전)에 설치되는 안전관련 전기기기들의 합리적인 내진검증을 위해서는 사전에 정확한 동특성분석이 필요하다. 이 연구에서는 원전에 설치되는 전기기기 캐비닛 구조를 대상으로 입력 진동의 수준에 따른 모드특성의 변화를 평가하였다. 이를 위해, 실제 전기기기 캐비닛을 시편으로 선정하고 가진 시험기를 이용하여 입력진동에너지를 크기를 변화시켜 가면서 진동시험을 수행하였다. 시험은 캐비닛의 문짝을 부착한 경우와 탈거한 경우로 구분하여 수행하였다. 진동시험을 통하여 측정된 시편의 가속도응답신호와 입력운동신호로부터 진동의 크기에 따라 진동수응답함수를 작성하였다. 다항식회귀분석기법을 이용한 모드분석기법으로 시편의 진동수응답함수를 분석하여 모드특성을 추출하고, 진동수준에 따른 시편의 동특성 변화를 검토하였다. 연구결과, 대상 기기는 입력진동의 크기가 증가할수록 모드진동수와 모드감쇠비가 비선형적으로 변화하는 것을 확인하였다. 문짝이 부착된 경우에는 문짝이 탈거된 경우에 비하여 캐비닛의 모드감쇠가 증가한다.

주요어 전기기기, 내진검증, 동특성분석, 캐비닛, 모드특성, 비선형

ABSTRACT >> Accurate modal identification analysis is required to reasonably perform a seismic qualification of safety-related electric equipment installed in nuclear power plants (NPPs). This study evaluates a variation of the modal properties of an electric equipment cabinet structure in NPPs according to the excitation levels. For the study, an actual electric equipment cabinet was selected as a specimen and was dynamically tested by using a portable exciter in accordance with the level of input vibration energy. Tests were classified into two sets: with-door cases, and without-door cases. Frequency response functions were computed from the signals of the acceleration responses and input motions measured from the vibration tests. A polynomial curve fitting algorithm was used to extract the modal properties from the frequency response functions. This study reviews the variation of the modal properties according to the variation of the excitation levels. The results of the study show that the modal frequencies and the modal dampings of the object specimen varies nonlinearly according to the excitation level of the test motion. Attaching the door increases the modal damping of the cabinet.

Key words Electric equipment, Seismic qualification, Modal identification, Cabinet, Vibration test, Modal property, Nonlinear

1. 서론

원전에 사용되는 전기제어 설비들은 캐비닛 형태의 기기로서 이들의 많은 수량은 안전관련설비들이다. 이 설비들은 설계지진 수준의 진동에도 그 고유의 성능을 발휘할 수 있어야 한다.

이를 입증하기 위해서 원전에 설치되는 모든 안전관련 설비는 현장에 설치되기 전에 내진검증(Seismic Qualification)을 받아야 한다. 미국의 산업기술표준인 IEEE-344⁽¹⁾에서는 원전에 설치되는 기기의 내진검증 방법을 제시하고 있다. 성공적으로 내진검증을 수행하기 위해서는 먼저 대상 기기의 동특성을 분석하여야 한다. 그러나 대부분의 전기기기들은 내부에 많은 부품과 전선들이 복잡하게 설치되어 있기 때문에 해석모델을 이용한 고유치해석으로 동특성을 정확히 분석하는 것이 쉽지 않다.

그동안 원전 전기설비의 동특성분석에 대한 연구들은 기기의 선형 거동을 고려한 연구⁽²⁻⁴⁾가 대부분이었다. 하지만 일반적인 전기기기들은 내부에 부품과 전선이 느슨히 연결

¹⁾ 정회원 · ㈜제이스코리아 기술연구소, 소장
(교신저자: sgcho@jacekorea.com)

²⁾ 정회원 · ㈜제이스코리아 기술연구소, 연구원

본 논문에 대한 토의를 2012년 2월 29일까지 학회로 보내 주시면 그 결과를 게재하겠습니다.

(논문접수일 : 2011. 9. 16 / 수정일 : 2011. 10. 13. / 게재확정일 : 2011. 10. 14)

© 2011EESK www.eesk.or.kr

된 경우가 많고, 질량이 비정형적으로 분포하며, 부재의 강성 연결이 불완전하다. 이로 인해 작은 진동을 받는 경우에도 전기설비는 비선형 거동을 한다. 전기캐비닛의 비선형 동적 거동은 내부 부품과 부재의 연결에 큰 영향을 받는 것이 사실이지만 문짝의 체결 상태도 캐비닛 진동 응답에 영향을 미친다.

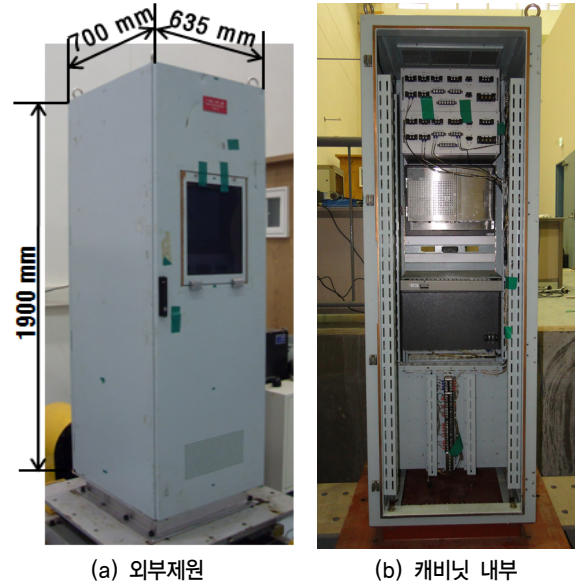
조양희 등⁽⁵⁾과 조성국 등⁽⁶⁾은 진동대를 이용하여 입력운동의 크기에 따라 비선형적으로 변화하는 전기 캐비닛의 동특성을 분석한 연구를 수행하였다. 그리고 Cho et. al.⁽⁷⁾은 캐비닛의 비선형성을 반영하는 단순모델을 개발하였다. 이 연구들은 주로 대형 진동대를 이용한 고가의 시험을 통하여 수행하였다. 그리고 이들은 주로 설계지진을 훨씬 상회하는 입력진동의 수준에 대한 캐비닛의 동적 거동을 분석하였다.

전기 캐비닛의 비선형성은 현재 설치되어 운영 중인 설비들에서도 확인되어야 하며 이를 위해서는 현장에서 사용가능한 진동시험법이 필요하다. 이 연구에서는 운전 중인 원전의 현장에서 사용할 수 있고, 보다 경제적인 진동시험 방법인 휴대용 가진기(Shaker)를 이용한 진동시험을 수행하였다. 특히, 가진력의 변화에 따른 캐비닛의 실험적 모드특성(Experimental Modal Property)의 변화를 분석하였다. 가진기를 이용한 시험방법은 진동대 시험에 비해 입력 에너지는 상대적으로 작지만 가진 위치를 구조체의 기초가 아닌 상부에 가진하기 때문에 구조물의 크기나 장소의 영향을 적게 받으며, 임의의 진동파형으로 입력이 가능하다. 시험으로부터 계측한 가속도 응답의 전달함수를 분석함으로써 캐비닛의 모드특성의 변화를 분석하였다. 특히, 문짝의 탈착 여부에 따라 동일한 실험을 반복하고, 문짝의 존재로 인한 모드특성의 변화를 분석하였다.

2. 진동시험

2.1 시편 및 시험장비

시편으로 선정한 캐비닛은 원전의 지진감시시스템의 중앙처리장치로 원전 부지에서 발생하는 지진신호의 기록 및 처리를 담당하는 전형적인 전기기기이다. 과거에 비해 신규로 설치되는 전기 캐비닛은 구조적으로 많은 향상과 개량이 이루어 졌다. 이에 따라 현재 신설되고 있는 전기 캐비닛들은 과거에 사용된 캐비닛에 비하여 보다 큰 강성을 보유하고 있다. 이 캐비닛의 외형은 철재 판으로 둘러싸여 있고, 깊이, 폭, 높이가 각각 750mm, 630mm, 1900mm이며, 전후면에 개폐용 문이 부착되어 있다. 총 무게는 문짝이 부착되었을 경우에 311kg, 문짝을 탈거하였을 경우에는 244.6kg



〈그림 1〉 캐비닛 시편의 형상

이다. 캐비닛의 외형은 그림 1에 보인 바와 같다. 캐비닛의 내부에는 각종 부품이 탑재되어 있다. 대부분의 부품들은 캐비닛 상부에 배치되어 있으며, 캐비닛의 전면부에 연결된 내부프레임에 볼트로 고정되어 있다.

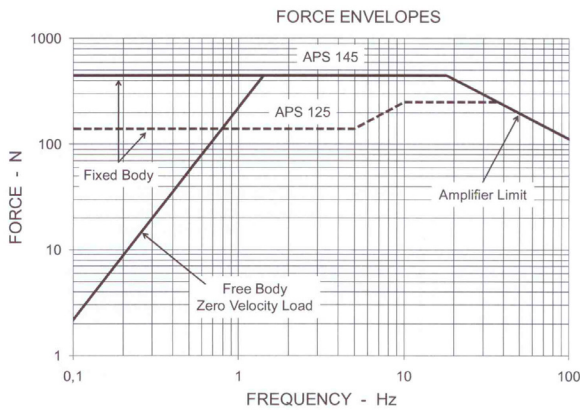
시험에 사용된 가진기는 APS Dynamics 사의 APS400 모델⁽⁸⁾로 입력진동의 진동수 범위는 0~200Hz이며 최대 변위는 158mm이다. 가진기는 외부로부터 전기신호를 받아 내부에 있는 전자석의 자력을 이용해 가진하게 된다. 이 가진기의 본체 무게는 70.0kg으로서 실험하는 동안 반력대에 단단히 고정하고, 자력에 의해 왕복운동을 하는 피스톤은 가진기 속에서 병진방향으로 움직이는 구조이다. 가진기의 진동은 피스톤 전면부에 연결되는 철재 막대(Stringer)를 통하여 시편에 전달된다. 그림 2는 이 연구를 위하여 캐비닛 상단에 연결된 가진기의 형태를 보인 것이다.

그림 3은 이 가진기의 성능곡선으로서 입력진동수에 따라 최대 가진운동의 크기를 나타낸 것이다. 입력신호를 증폭시키기 위하여 사용된 신호증폭기는 APS145 모델⁽⁹⁾이다. 가진기와 시편의 사이에는 입력하중의 크기를 계측하기 위하여 로드셀(Load Cell)이 삽입된다. 이 시험에 사용된 로드셀은 PCB 사의 288D01 모델이다.

시편의 진동응답을 계측하기 위하여 사용된 가속도계는 PCB사의 PCB393B12 모델로서 단축가속도계이고, 계측 가능한 진동수 범위는 0.06~450Hz이다. 가속도계는 영점조정(Calibration)을 거친 후, 철재 시편의 계측 위치에 자석 받침을 연결하여 부착하였다. 가진기와 가속도계로부터 계측된 신호를 분석하기 위하여 프랑스 OROS 사의 8채널 FFT 분석기(Analyzer)⁽¹⁰⁾가 사용되었다.



〈그림 2〉 가진기와 시편의 연결

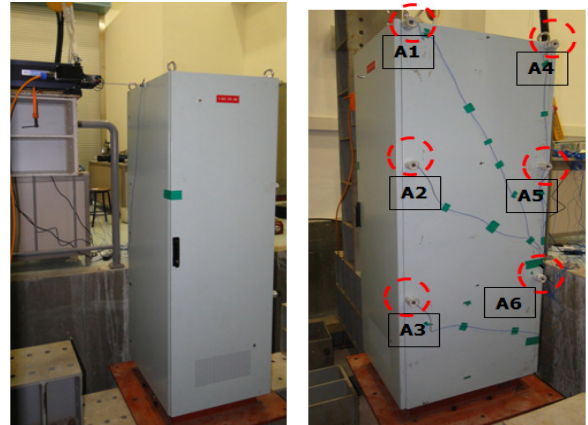


〈그림 3〉 가진기의 동적 재하 성능

2.2 시험 및 계측 방법

캐비닛 시편은 실제 설치되는 것과 동일한 조건으로 고정 되도록 강성이 강한 구조프레임에 별도로 제작한 지그(Jig)를 연결하여 볼트로 단단히 고정하였다. 시험은 문짝의 방향과 나란한 방향으로 한 방향에 대해서 수행하였다. 가진기는 시편의 측면 상단에 연결하고, 응답의 계측에 필요한 가속도계는 반대편 측면에 부착하였다. 왕복운동으로 진동을 가하는 가진기 피스톤의 선단에는 직경 5mm이고, 길이 25cm인 철재 막대(Stringer)를 연결하고 이를 다시 캐비닛의 측면 상단 중앙 점에 볼트로 연결하였다. 가속도계는 시편 전체에서 강성이 강한 외곽 프레임 선을 따라 상, 중, 하로 나누어 좌우에 대칭으로 6곳에 부착하였다. 그림 4는 가진기와 가속도계의 부착 위치를 나타낸다.

시험은 문짝이 부착된 경우와 탈거된 경우로 구분하여 진행하였다. 각 경우에 대하여 최대 가진력이 약 50N 정도가 되는 작은 진동 수준에서 시작하여 점점 진동의 크기를 증가시켜 가면서 8단계의 시험을 수행하였다. 이 실험에 사용된 입력파형은 1~40Hz 범위의 백색잡음(White Noise)으로서 진동은 약 60초간 입력하였다. 각 시험에 사용한 입력운동의 최대 가진력의 크기는 표 1에 보인 바와 같다.



(a) 가진 위치 (b) 가속도계 설치 위치

〈그림 4〉 가진기 및 계측기 설치

〈표 1〉 입력운동의 진동수준 변화

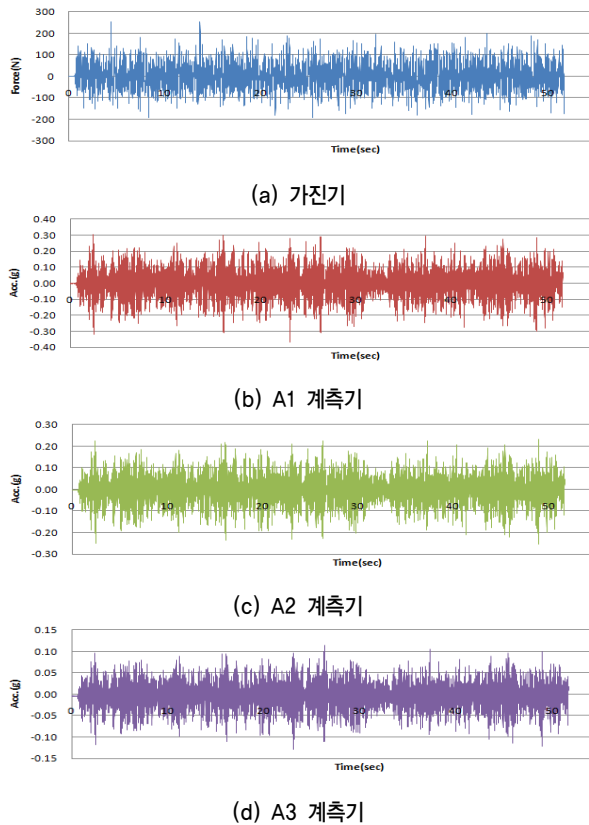
시험 횟수	최대 가진력 (N)	
	문짝 부착 모델	문짝 탈거 모델
Test 1	69	53.8
Test 2	127	66.9
Test 3	156	110
Test 4	188	138
Test 5	217	178
Test 6	240	207
Test 7	255	228
Test 8	277	259

2.3 계측신호

시험에서 계측한 입력운동과 주요 위치의 응답가속도 신호는 먼저 시간이력함수의 형태로 저장하고 이어서 전달함수로 변환하였다. 계측된 응답으로부터 전달함수의 계산은 5초 간격으로 수행하였으며 총 지속시간 60초 중에서 마지막 20초의 시험결과를 평균하여 전달함수를 구하였다. 신호분석에 앞서, 계측된 신호는 저주파통과필터를 적용하여 40Hz 이상의 진동수 성분은 제거하였다.

시간이력곡선 중에서 대표적으로 최대 가진력 240N의 시험에서 얻어진 입력운동과 캐비닛의 좌측 열에 부착된 A1~A3까지의 가속도 응답을 그림 5에 보이고 있다. 그림에서 가속도 응답의 크기가 캐비닛 하부로부터 상부로 갈수록 조금씩 증폭되고 있는 것을 알 수 있다.

신호의 계측범위는 캐비닛의 기본모드진동수를 포함하도록 0~40Hz 구간으로 설정하였다. 계측신호의 샘플링 진동수를 너무 작게 하면 원신호의 고유진동수를 왜곡하는 현상(Aliasing)이 발생할 수 있으므로 이 시험에서는 샘플링 진동수를 100Hz로 설정하였다. 이에 따라 데이터의 샘플링 개수는 나이퀴스트 진동수(Nyquist Frequency)⁽¹¹⁾를 고려하여 초당 256개로 정하였다.



〈그림 5〉 계측된 시간이력 신호 (240N 시험)

3. 모드특성분석

3.1 분석 기법

모드특성분석 또는 모드해석(Modal Analysis)은 해석을 수행하는 영역에 따라 진동수영역법과 시간영역법으로 구분한다. 진동수영역법은 전달함수(Transfer Function)를 분석하며, 시간영역법에서는 충격응답함수(Impulse Response Function)를 분석한다. 그리고 모드분석은 데이터를 측정하는 방법에 따라 SISO(Single Input Single Output), SIMO(Single Input Multi Output), MIMO(Multi Input Multi Output) 시험으로 구분한다. 이 연구에서는 SIMO시험으로 구한 전달함수를 진동수영역법을 이용하여 분석하였다.

시험에서 계측한 전달함수로부터 모드특성을 도출하는 방법은 여러 종류가 있다. 기기의 내진검중에 관련된 미국의 산업기준인 IEEE Std 344-2004⁽¹⁾에서는 진동신호로부터 동특성과 감쇠비를 계산하는 방법으로 대수감소율법(Logarithmic Decrement Method), 1/2파워밴드폭법(Half-Power Bandwidth Method) 그리고 곡선적합법(Curve Fitting Method) 등을 허용하고 있다. 이 가운데 대수감소율법과 1/2파워밴드폭법은 고전적인 기하학적 해석방법으로 분류된다. 곡선적합법은 전달함수를 다항식으로 전개하여 최소

자승이론에 의해 다항식의 계수를 결정하여 진동모드특성을 추출해 내는 방법이다. 이 연구에서는 곡선적합법을 적용하여 계측신호로부터 모드특성을 추출하였다.

3.2 전달함수

질량 m , 감쇠계수 c , 강성 k 를 갖는 단자유도 시스템의 운동방정식을 라플라스영역(Laplace Domain)으로 변환하면 다음 식 (1)과 같이 표현된다.⁽¹²⁾

$$[ms^2 + cs + k]X(s) = F(s) \quad (1)$$

여기서, $s(=\sigma + i\omega)$ 는 라플라스 변수이고, $F(s)$ 와 $X(s)$ 는 각각 하중과 변위응답의 라플라스 변환이다.

식 (1)을 다음의 형태로 표현하면,

$$X(s) = H(s) \cdot F(s) \quad (2)$$

단자유도시스템의 전달함수(Transfer Function)는 다음과 같이 정의된다.

$$H(s) = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (3)$$

이 전달함수는 다음과 같은 부분분수(Partial Fraction)의 형태로 전개될 수 있다.

$$H(s) = \frac{r}{(s-p)} + \frac{r^*}{(s-p^*)} \quad (4)$$

여기서,

$$r = \frac{1/m}{2j\omega} : \text{나머지 (Residue)}$$

$$\omega = \sqrt{k/m} : \text{단자유도 시스템의 고유진동수}$$

$$j = \sqrt{-1}$$

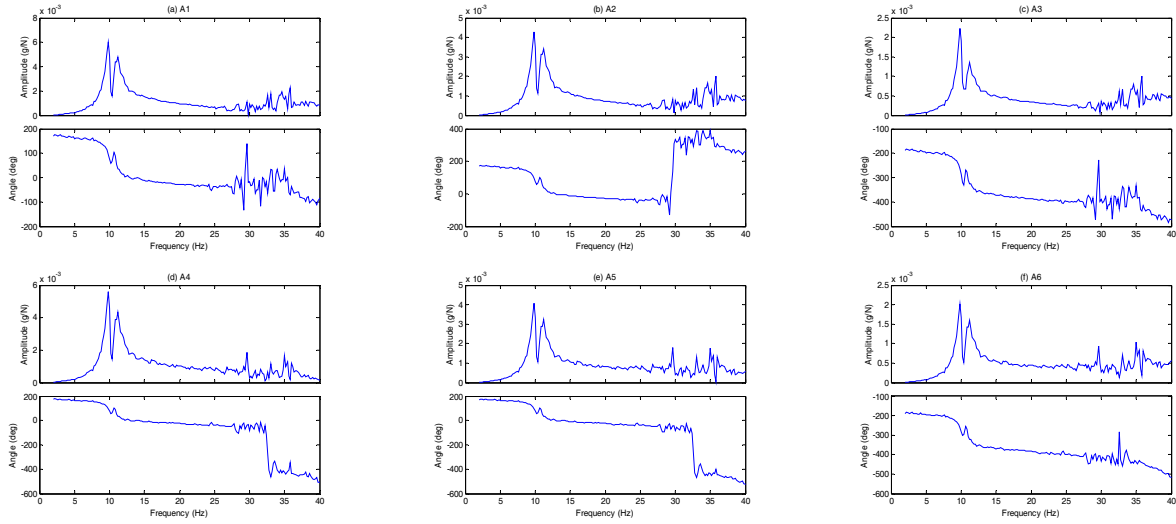
$$p = -\sigma + j\omega : \text{극(Pole)}$$

$$\sigma = \xi\omega : \text{감쇠계수(Damping Factor)}$$

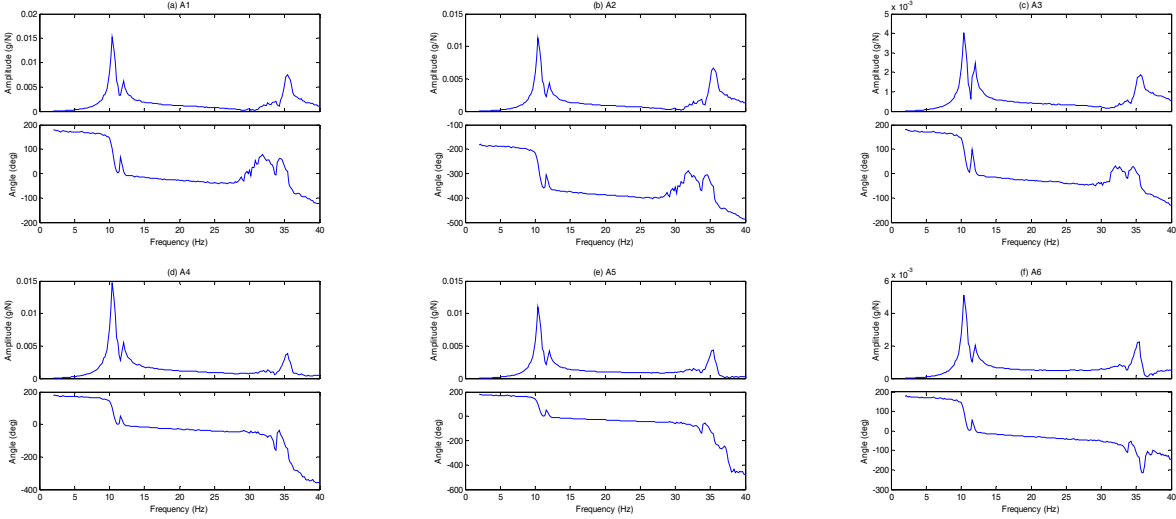
*: 공액복소수(Complex Conjugate)

그리고 다자유도시스템의 전달함수 행렬, $[H(s)]$ 는 단자유도시스템의 전달함수의 합을 취함으로써 얻어진다.

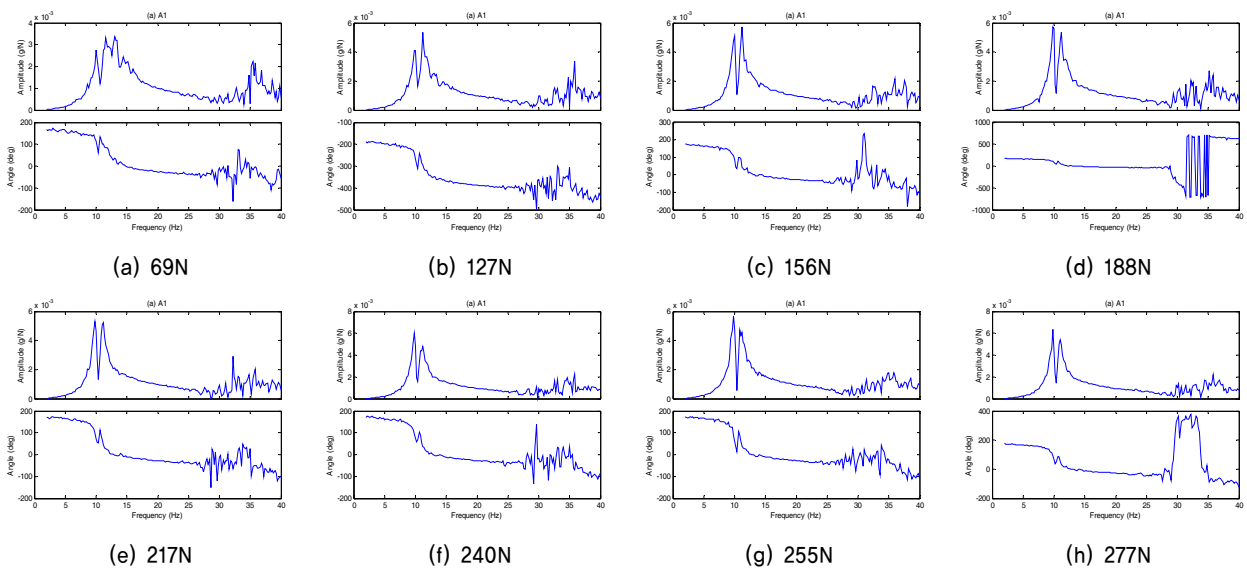
$$[H(s)] = \sum_{k=1}^n \left(\frac{[r]}{s-p_k} + \frac{[r^*]}{s-p_k^*} \right) \quad (5)$$



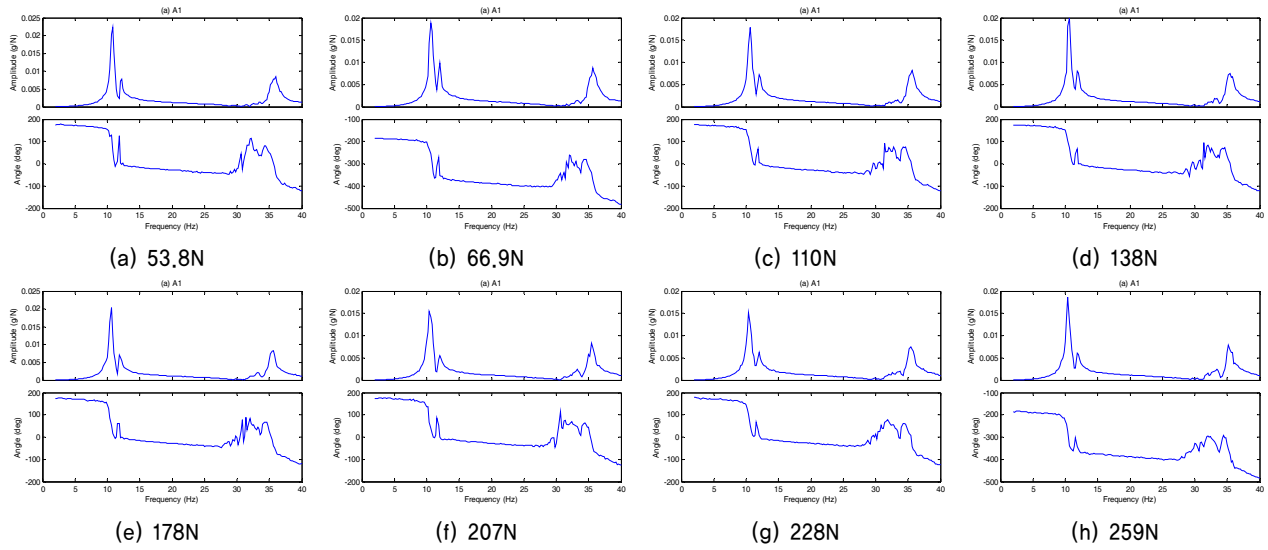
〈그림 6〉 문짝 부착 모델의 전달함수 (최대 가진력 240N의 경우)



〈그림 7〉 문짝 탈거 모델의 전달함수 (최대 가진력 228N의 경우)



〈그림 8〉 문짝 부착 모델의 가진 하중 수준에 따른 응답의 전달함수



〈그림 9〉 문짝 탈거 모델의 가진 하중 수준에 따른 응답의 전달함수

여기서,

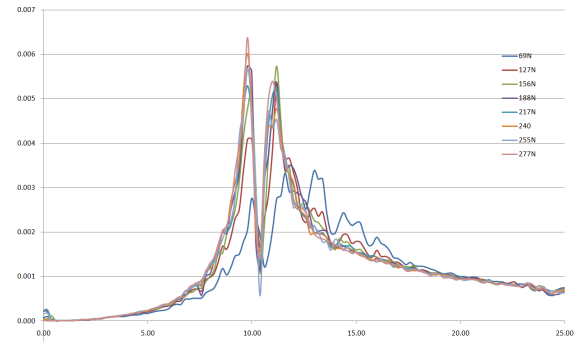
k : 모드번호 ($k = 1, 2, \dots, n$)

$[r_k]$: 나머지 행렬

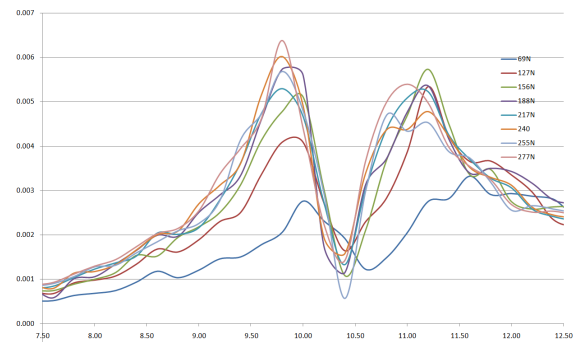
진동수응답함수는 s -평면에서 진동수축 ($s = i\omega$)을 따라 전달함수를 평가한 함수이므로 식 (4) 또는 식 (5)에 $s = i\omega$ 을 대입하면, 진동수응답함수가 얻어진다. 진동수응답함수의 첫 번째 항은 양의 진동수구간에서, 또 두 번째 항은 음의 진동수구간에서의 모드진동 특성을 나타낸다. 이들은 원점을 중심으로 대칭관계에 있다. 그러므로 양의 진동수구간 성분만을 선택하여도 모드특성을 추출할 수 있다. 이 연구에서는 전달함수의 양의 구간 성분만을 선택하여 시편의 모드분석을 수행하였다.

시험에서 측정한 신호로부터 작성된 전달함수를 문짝이 부착된 경우와 탈거된 경우로 구분하여 그림 6~9에 나타내었다. 그림 6은 문짝이 탈거된 시편에 최대 가진하중 240N일 때의 전달함수를 보인 것이다. 캐비닛의 기본모드 진동수인 10Hz 부근에서 진폭곡선의 최대 증폭이 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 문짝을 제거한 경우에도 마찬가지로 10Hz 부근에서 정점이 나타난다(그림 7 참조). 그림 8과 그림 9는 입력진동의 크기에 따른 응답의 변화를 관찰하기 위하여 A1위치의 가속도 응답의 전달함수를 나타낸 것이다. 그림에서 입력진동의 크기가 증가하여도 진폭곡선의 첨두가 동일한 진동수 점에서 관찰되고 있다.

그림 10은 입력진동의 크기에 따라 작성된 A1 전달함수의 진폭곡선을 중첩하여 나타낸 것이다. 또, 그림 11은 그림 10의 첨두 진폭 구간을 확대하여 작성한 그림이다. 그림에



〈그림 10〉 입력진동의 크기별 전달함수의 진폭곡선 비교

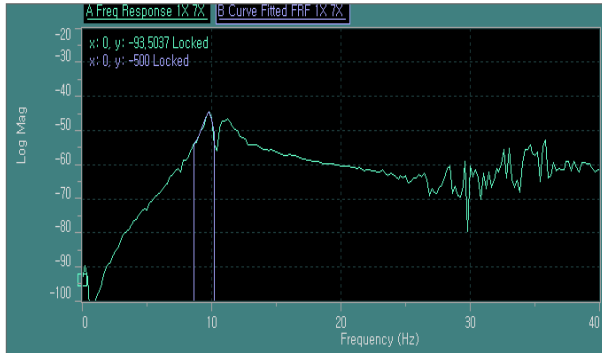


〈그림 11〉 7.5~12.5 Hz 구간 확대된 진폭곡선 비교

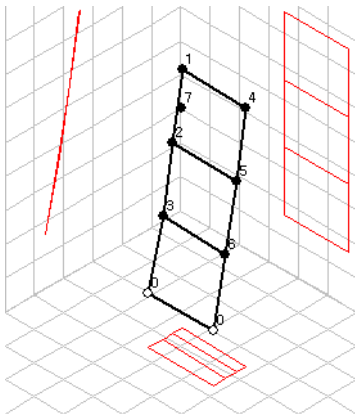
서 보는 바와 같이, 입력하중의 크기가 증가할수록 진폭의 첨두값은 점점 더 낮아지고, 첨두 위치는 점점 더 저진동수 구간으로 이동되는 것을 확인할 수 있다.

3.3 모드분석 결과

전달함수로부터 시편의 모드특성을 추출하기 위하여 전용프로그램인 STAR System⁽¹³⁾을 사용하였다. 그림 12는



〈그림 12〉 전달함수의 곡선적합 시행 결과



〈그림 13〉 캐비닛의 기본 모드형상

대표적으로 240N의 시험에서 구한 전달함수의 곡선적합을 수행한 결과를 보인 것이다.

이 시험에서 계측한 신호의 모드분석을 통하여 추출된 캐비닛의 기본모드형상은 그림 13에 보인 바와 같다. 그림 13에서 절점번호 1~6번은 가속도계가 부착된 절점의 번호이며 7번은 가진점을 나타낸다. 모든 계측기에서 계측된 가속도 신호에서 동일한 방향으로 기본모드가 발생한 것을 확인할 수 있다.

3.4 모드특성 변화 분석

모드해석 결과 얻어진, 가진 에너지의 크기별 기본모드진동수와 감쇠비의 크기를 표 2와 표 3에 요약하였다.

시험에 사용하는 가진운동의 크기에 따른 시험의 동특성 변화에 대한 경향을 분석하기 위하여 표 2와 표 3의 결과를 그림 14~그림 17의 그래프로 작성하였다.

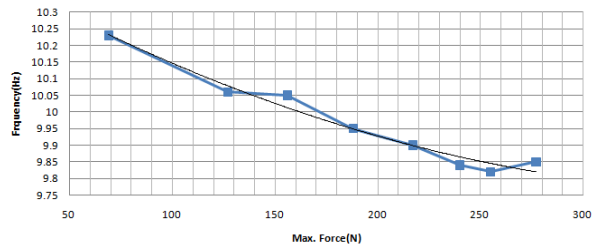
분석결과, 입력운동의 가진에너지가 증가할수록 시험의 기본모드진동수는 감소하고, 감쇠비는 증가하다가 다시 낮아지는 추세를 보인다. 수치적으로 보면, 문짝을 탈거하기 전에는 기본모드진동수가 10.23Hz에서 9.82Hz 까지 4.01% 감소하고 감쇠비는 1.87%에서 3.26%까지 1.74배 증가한

〈표 2〉 문짝 부착 시험의 동특성 분석 결과

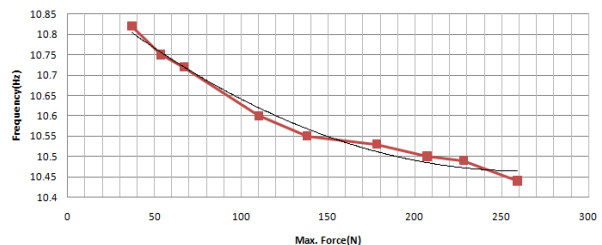
	최대 하중 (N)	최대 가속도(g)	기본모드진동 수(Hz)	감쇠비 (%)
Test 1	69	0.098	10.23	1.87
Test 2	127	0.19	10.06	2.67
Test 3	156	0.249	10.05	2.82
Test 4	188	0.301	9.95	3.12
Test 5	217	0.338	9.9	3.26
Test 6	240	0.369	9.84	3.09
Test 7	255	0.385	9.82	2.87
Test 8	277	0.406	9.85	2.86

〈표 3〉 문짝 탈거 시험의 동특성 분석 결과

	최대 하중 (N)	최대 가속도(g)	기본모드진동 수(Hz)	감쇠비 (%)
Test 1	37.1	0.113	10.82	1.5
Test 2	53.8	0.155	10.75	1.53
Test 3	66.9	0.188	10.72	2.31
Test 4	110	0.297	10.6	2.51
Test 5	138	0.353	10.55	2.59
Test 6	178	0.448	10.53	2.13
Test 7	207	0.606	10.5	2.32
Test 8	228	0.546	10.49	2.28

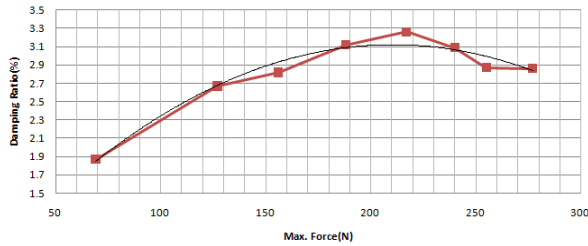


〈그림 14〉 문짝 부착 모델의 기본모드진동수 변화

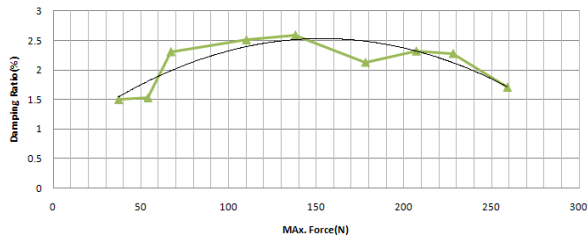


〈그림 15〉 문짝 탈거 모델의 기본모드진동수 변화

후에 다시 감소하고 있다. 문짝을 탈거한 시험의 기본모드진동수도 역시 10.82Hz에서 10.44Hz까지 3.5% 감소하고 있고, 감쇠비는 1.50%에서 2.59%까지 1.73배 증가하였다가 다시 감소하는 것을 볼 수 있다. 시험결과를 통해 기본모



〈그림 16〉 문짝 부착 모델의 감쇠비 변화



〈그림 17〉 문짝 탈거 모델의 감쇠비 변화

드진동수 변화보다 감쇠비의 변화 폭이 더 큰 것을 확인하였다. 문짝을 부착한 시편의 감쇠비는 문짝을 탈거한 경우보다 크게 분석되었다.

4. 결론

이 연구는 원전에서 실제로 사용되고 있는 캐비닛형 전기 기기를 대상으로 소형 가진기를 이용한 진동시험을 수행하였다. 계측 신호를 이용하여 시험에 사용한 입력운동의 크기에 따른 동특성의 변화를 분석하였으며 그 결과를 요약하면, 다음과 같다.

1. 전기 캐비닛형 기기의 기본모드진동수는 시험에 사용한 입력운동의 수준이 증가할수록 4.91%정도까지 감소하고 감쇠비는 약 1.74배정도까지 증가하였으며, 그 경향은 비선형성을 보인다.
2. 캐비닛 내부의 부품이 단단히 고정되어 있지 않거나, 부품의 연결이 불완전한 경우에는 진동이 가해졌을 때 진동에 참여하는 모드질량의 크기가 변화하므로 캐비닛의 모드진동수는 달라진다.
3. 문짝을 부착한 시편의 감쇠비는 문짝을 탈거한 시편의 감쇠비보다 크고, 문짝의 체결 상태는 전기 캐비닛의 감쇠비에 영향을 줄 수 있다. 또한, 문짝 이외에 내부 전기 부품들과 구조적 원인으로 인하여 전기 캐비닛의 동특성은 진동수준에 따라 비선형적으로 변화한다.
4. 진동수준에 따른 캐비닛의 동특성 변화는 기기에 따라

모두 다르지만, 향후 원전에 설치되는 전기설비의 내진 검증 혹은 동특성분석에서는 진동수준에 따른 동특성의 변화 현상을 고려할 필요가 있다.

감사의 글

본 논문은 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제의 결과입니다.

참고 문헌

1. IEEE, IEEE Recommend Practice for Seismic Qualification of Class 1E Equipment for Nuclear Power Generating Stations, ANSI/IEEE Std 344-2004, IEEE, N.Y., USA, 2005.
2. Rustogi, S., and Gupta, A., "Modeling the Dynamic Behavior of Electrical Cabinets and Control Panels: Experimental and Analytical Results," *J. Structural Engineering*, ASCE, Vol. 130, No. 3, 511-519, 2004.
3. Gupta, A., Rustogi S.K., Gupta, A.K., "Ritz vector approach for evaluating incabinet response spectra," *Nuclear Engineering and Design*, 190, 255-273, 1999.
4. Gupta, A., Yang, J., "Modified Ritz vector approach for dynamic properties of electrical cabinets and control panels," *Nuclear Engineering and Design*, 217, 49-62, 2002.
5. 조양희, 조성국, 박형기, "취약도변수의 개선을 위한 전기 캐비닛의 동특성 및 비선형성 평가," 한국지진공학회 논문집, 제4권, 제5호, 83-91, 2000.
6. 조성국, 김두기, 고성혁, "진동수준이 원자력발전소 전기 캐비닛의 동특성에 미치는 영향," 한국지진공학회 논문집, 제14권, 제3호, 23-30, 2010.
7. Cho, S.G, Kim, D.K., Chaudhary, S., "A simplified model for nonlinear seismic response analysis of equipment cabinets in nuclear power plants," *Nuclear Engineering and Design*, 241, 2750-2757, 2011.
8. APS, *Instruction Manual*, ELECTRO-SEIS®, APS 400 Shaker, APS Dynamics, Inc., California, USA.
9. APS, *Instruction Manual*, Type APS 145 Power Amplifier, Revision 2009-10-29, APS Dynamics, Inc., California, USA.
10. OROS, *3-serise/NVGate Reference Manual*, 2006.
11. Mario, P., *Structural Dynamics Fifth Edition*, KAP, 665-667, 2004.
12. Ward, H., Stefan, L., and Paul, S., *Modal Analysis Theory and Testing*, Katholieke Universiteit Leuren, Belgium, 1997.
13. GenRad, *Puma CATS Modal Operating Manual*, 2006.