

진동수준이 원자력발전소 전기 캐비닛의 동특성에 미치는 영향

Effects of the Excitation Level on the Dynamic Characteristics of Electrical Cabinets of Nuclear Power Plants

조성국¹⁾ · 김두기²⁾ · 고성혁³⁾

Cho, Sung Gook · Kim, Doo Kie · Go, Sung Hyuk

국문 요약 >> 원자력발전소에 설치되는 안전관련 캐비닛형 전기기기는 설치 전에 내진검증이 요구된다. 전기기기의 동특성분석은 내진 검증에 포함된 중요한 과정이며, 기기의 정확한 해석모델을 작성하기 위해서도 필수적으로 요구되는 업무이다. 이 연구에서는 입력진동수준에 따른 기기의 동특성 변화를 분석하기 위하여 원전 지진감시시스템 캐비닛을 대상으로 진동대시험을 수행하고, 입력진동운동의 수준별로 계측된 진동응답신호를 진동수영역분해법으로 분석하였다. 분석결과, 대상기기는 입력진동수준의 크기에 따라 동특성이 비선형적으로 변화하고, 국내 원전의 안전정지지진 수준 이하의 진동에서도 동특성이 비선형적 거동을 보이고 있음을 확인하였다. 이러한 입력진동수준에 따라 전기기기의 동특성이 비선형적으로 변하는 원인은 대상기기의 특성과 입력진동수준을 고려할 때 일반적인 재료 비선형보다 각 부품들의 마찰력과 기하학적인 비선형성에 기인하는 것으로 판단된다. 따라서 전기 캐비닛의 입력진동수준에 따른 동특성의 비선형적 변화는 향후 안전관련 기기의 내진검증 업무에서 중요하게 검토되어야 할 것으로 판단된다.

주요어 내진검증, 전기기기, 동특성분석, 동특성, 진동대시험, 비선형 거동

ABSTRACT >> Seismic qualification (SQ) is required prior to the installation of safety related electrical cabinets in nuclear power plants (NPPs). Modal identification of the electrical equipment is one of the most significant steps to perform SQ, and is an essential process to construct a realistic analytical model. In this study, shaking table tests were conducted to identify a variation of the dynamic characteristics of a seismic monitoring system cabinet installed in NPPs according to the excitation level. Modal identification of the cabinet has been performed by a frequency domain decomposition method. The results of this study show that the dynamic properties of the cabinet are nonlinearly varied according to the excitation level and the specimen behaves significantly in a nonlinear manner under safe shutdown earthquake motion in Korea. The main sources of the nonlinear behavior of the specimen have been judged by friction forces and geometrical nonlinearity rather than material nonlinearity. The nonlinear variation of the dynamic characteristics of the electrical cabinet might be accepted as an important fact that should be considered during the SQ of safety related equipment.

Key words Seismic qualification, Electrical cabinet, Modal identification, Dynamic characteristics, Shaking table test, Nonlinear behavior

1. 서론

원자력발전소에 설치되어 운용되는 많은 전기제어설비들은 캐비닛형 기기로서, 이들은 현장에 설치되기 전에 설계 지진수준의 진동 하에서도 기기의 성능을 유지할 수 있는지

입증하는 과정 즉, 내진검증(Seismic Qualification: SQ) 작업이 이루어져야 한다.^{(1),(2)} 설치 전에 시행하는 기기에 대한 내진검증은 시험 또는 해석에 의해 수행될 수 있으나, 대부분의 기기들은 내부에 포함하고 있는 부품 및 전기설비들이 복잡하게 연결되어 있어 해석모델의 작성이 어려우므로, 해석에 의한 방법으로 내진검증을 수행하는 것이 쉽지 않다. 따라서 원자력발전소의 안전관련 캐비닛형 전기기기의 경우는 주로 진동대시험에 의한 방법으로 내진검증이 이루어진다.^{(3),(4)}

시험을 통한 내진검증과정에서는 원자력발전소의 설계지진운동에 대한 기기의 안전성을 입증하는 본시험(Proof Test)

¹⁾ 정희원·제이스코리아 설계부 이사

²⁾ 정희원·군산대학교 토목환경공학부 토목공학전공 부교수
(교신저자: kim2kie@chol.com)

³⁾ 군산대학교 토목환경공학부 토목공학전공, 박사과정

본 논문에 대한 토의를 2010년 8월 30일까지 학회로 보내 주시면 그 결과를 게재하겠습니다.

(논문접수일 : 2010. 1. 6 / 수정일 1차 : 2010. 2. 11, 2차 : 2010. 3. 3 / 게재확정일 : 2010. 3. 3)

전에, 기기의 동특성분석시험이 선행되게 되며, 이 시험의 결과는 후속되는 본시험에 대한 시험방법의 선정과 최종결과 분석 등을 위한 중요한 지침이 된다. 또한, 동특성분석 시험결과는 유사한 기기의 내진검증을 해석적 방법으로 수행하는 경우에도 중요한 기초자료로 활용되기도 한다.⁽⁵⁾ 즉, 해석에 의한 방법으로 내진검증이 수행되는 경우라도 기기의 정확한 동특성을 고려한 분석을 위하여 진동시험으로부터 얻어진 기기의 동특성을 반영하여 해석모델을 수정하는 과정을 거친다.

기존 발전소에 설치되어 운용중인 기기의 내진성능을 재평가하는 경우에는 운전 중인 기기의 설치 상태를 고려한 기기의 동특성 분석작업이 선행되어야 한다. 이와 관련하여 기존의 몇몇 연구자들은 해석과 시험을 조합한 방법으로 캐비닛형 기기의 동특성을 분석하기 위한 연구를 수행하였다. Gupta et al.(1999)⁽⁶⁾은 캐비닛 내부 부품의 내진검증에 입력운동으로 사용하는 캐비닛내부응답스펙트럼(In-Cabinet Response Spectrum: ICRS)을 작성하는 방법을 제안하였으며, 캐비닛의 해석모델을 작성하기 위하여 실험적 기법을 대신하여 Ritz 벡터 기법을 이용하는 해석적 방법을 적용하였다. Yang et al.(2002)⁽⁷⁾은 캐비닛의 동적모드 특성을 계산할 수 있는 INCABS라는 전산프로그램을 개발하였다. Rustogi and Gupta(2004)⁽⁸⁾은 캐비닛의 해석모델에서 하단이 고정단으로 고려되는 경우에는 지진응답예측에 오차가 포함될 수 있음을 지적하고, 캐비닛 하단의 경계조건으로 회전강성을 고려할 수 있도록 Ritz 벡터법을 수정한 캐비닛 모델링 방법을 제시하였다.

캐비닛의 동특성분석과 관련된 대부분의 선행 연구에서는 진동수준의 크기에 따른 캐비닛의 비선형거동 영향을 고려하지 않은 것이 사실이다. 그러나 원자력발전소에 사용하는 전기기기 캐비닛의 내부는 복잡한 부품과 소형기기가 탑재되어 있고, 캐비닛의 구조체를 형성하는 철재 부재도 비정형으로 연결되어 있으므로 작은 진동을 받는 경우에도 전기 캐비닛은 비선형거동을 보인다. 조양희 등(2000)⁽³⁾은 설계지진 수준 이상의 강진 운동하에서 입력운동의 크기에 따라 전기 캐비닛의 고유진동수의 변화가 비선형성을 보인다는 사실을 실험적 방법을 통해 분석하였다. 그러나 전기 캐비닛과 같은 복잡한 구조체는 강진 이하의 중소 규모 지진하에서도 고유진동 특성이 입력운동의 수준에 따라 달라질 수 있다. 따라서 본 연구는 설계지진수준 이하의 입력운동에 대한 전기 캐비닛의 동특성 변화를 분석하였다.

본 연구에서는 입력진동수준에 따른 캐비닛형 전기기기

의 동특성 변화를 분석하기 위해 원자력발전소 지진계측시스템의 중앙처리장치캐비닛(Central Processing Unit Cabinet)을 대상으로 하여 입력진동수준을 달리하여 진동대시험을 수행하고, 계측신호를 분석하였다. 시험결과로부터 계측한 신호를 진동수영역분해법(Frequency Domain Decomposition: FDD)을 이용하여 분석함으로써 대상기기의 동특성 즉, 고유진동수 및 감쇠비와 모드형태를 구하였다. 각 진동수준에 따른 실험 결과를 비교, 분석하여 입력진동수준에 따른 대상기기의 동특성 변화 및 비선형성 등을 분석하였다.

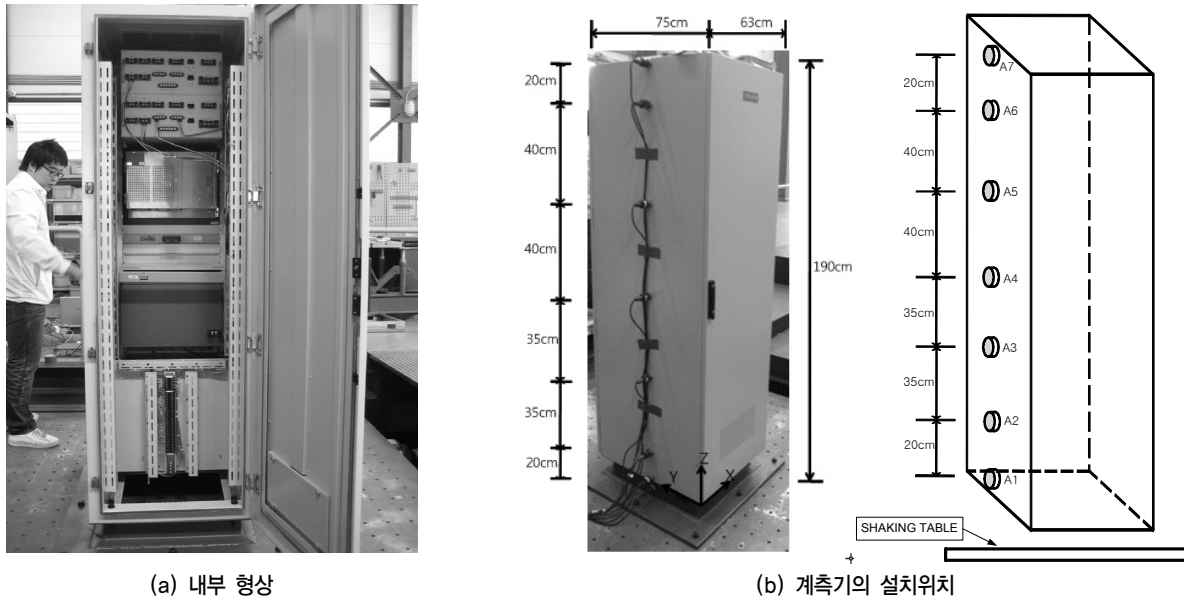
2. 진동시험

2.1 시험대상기기 및 진동대

시험대상기기는 원자력발전소의 지진감시시스템의 중앙처리장치로 원전 부지에서 발생하는 지진신호의 기록 및 처리를 담당하는 전기기기 캐비닛이다. 이 캐비닛의 구조는 철재 프레임으로서 박판 철판으로 둘러싸여 있으며, 전면과 후면에 각각 개폐용 문이 부착되어 있다. 캐비닛의 외형은 전후, 좌우, 높이가 각각 750mm, 630mm, 1900mm이고, 총 무게는 310kg이다. 캐비닛 내부에는 각종 전기 및 전자부품과 전산처리장치가 수용되어 있으므로 기기의 특성상 구조적 건전성보다는 부품의 성능유지(Functional Operability)가 더욱 중요한 의미를 갖는다.

시험 대상 캐비닛의 주요 부재는 철판, 프레임 및 중간격판 등으로서 이들은 용접과 볼트로 다양하게 연결되어 있다. 그림 1(a)에서 볼 수 있듯이, 캐비닛 내부에는 각종 전기 및 전자부품과 전산처리장치가 보조프레임을 통하여 캐비닛에 부착되어 있으며, 상단부에 중량 부품이 집중 배치되어 있고, 하단부는 거의 비어 있는 상태이다. 따라서 캐비닛의 구조요소들의 결합에서 느슨한 연결부가 존재하고, 진동을 받는 동안 내부 부품간의 마찰과 부딪힘 등이 발생할 수 있으므로 캐비닛은 지진 운동 하에서 시스템감쇠가 큰 복잡한 비선형 거동을 보일 것으로 예상된다.

시험대상기기는 진동대시험을 위해 탑재용 고정장치(Mounting Fixture)를 사용하여 진동대에 볼트로 고정되었다. 시험에 사용된 진동대는 한전전력연구원(Korea Electric Power Research Institute: KEPRI)이 보유한 6-자유도 대형 진동시험설비로서 최대 진동 수평가속도 및 변위가 각각 5g와 150mm이고, 입력 가능한 진동수범위는 0~60Hz이다. 이 연구의 시험에 사용된 진동대의 주요 제원은 표 1에 보인다.



〈그림 1〉 시험 대상 기기

〈표 1〉 시험에사용된 진동대의 주요 제원

Description	Specification
Table Size	2.5m * 2.5m
Excitation Axes	X, Y, Z and RX, RY, RZ
Max. Displacement	±150mm
Max. Velocity (x/y/z)	1, 1.5, 1.2m/s
Max. Acceleration (x/y/z)	5, 6, 9g
Frequency Range	0~60Hz

2.2 시험 방법 및 계측기 설치

본 연구에서 진동대시험은 진동 수준에 따른 시험대상기기의 동특성 분석을 위해 수행되었다. 진동대시험은 입력진동수준에 따른 대상기기의 동특성 변화 및 비선형 거동을 확인할 수 있도록 수평1방향(캐비닛의 측면방향)에 대하여 그 크기를 변화시켜 가면서 시험을 수행하였다. 이것은 실제 원전에 설치되는 캐비닛형 기기는 주로 수평지진하중에 대한 영향에 지배되기 때문에 기기의 수평방향 동특성을 분석할 목적으로 수행되었다.

시험에 사용된 입력운동은 2~32Hz의 진동수 폭을 갖는 정현소인파(Sine Sweep Wave)를 사용하였으며, 입력진동수준의 크기에 따른 대상기기의 동특성 변화와 비선형거동의 여부 등을 확인하기 위해 최대 진폭의 크기를 최하 0.015g에서 최고 0.3g까지 증가시켜 가면서 총9회의 시험을 수행하였다. 입력운동의 진동수는 분당 2 옥타브(Octave)의 변화율로 증가한다.

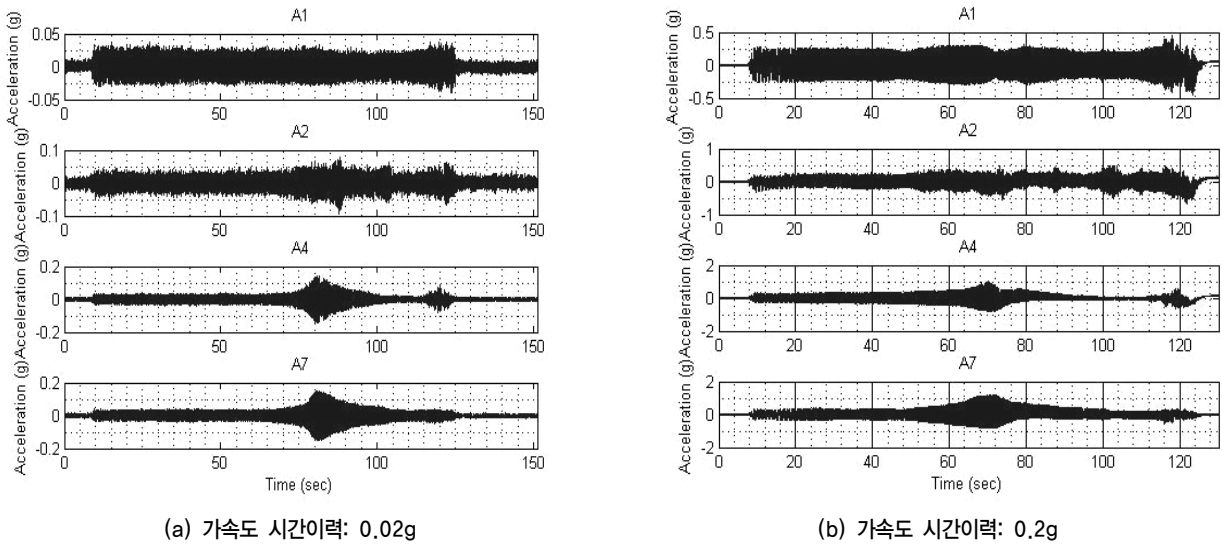
이 시험의 입력운동 및 응답에 대한 시간이력 자료를 계

측하기 위하여, 그림 1(b)와 같이 총 7개의 단축 가속도계(PCB 393B12)를 설치하였다. 가속도계의 위치는 캐비닛 내부에 설치되어 있는 수평방향 프레임 부재의 위치와 일치하도록 정하여 대상기기의 측면부 중앙선을 따라 캐비닛 외부에 부착하였다. 이를 통하여 캐비닛 전체의 수평방향 진동특성(고유진동수, 모드감쇠, 모드형상)을 검출할 수 있도록 계획하였다.

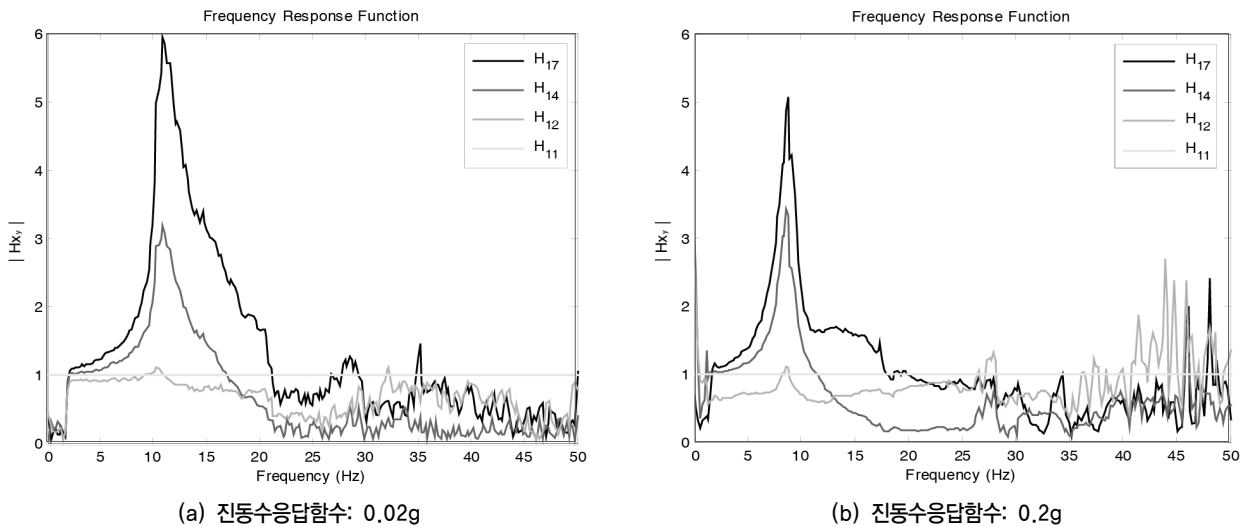
2.3 계측신호 및 신호처리

입력진동수준에 따른 캐비닛의 진동응답신호는 그림 1(b)에 보인 7개의 계측기 위치에서 가속도 시간이력으로 계측되었다. 그림 2는 대표적인 응답신호로서 0.02g와 0.2g의 입력운동에 대하여 주요 계측지점(A1, A2, A4, A7)에서 기록한 가속도 시간이력함수를 보인 것이다. 그림에서 보는 바와 같이, 캐비닛의 하단에서는 진동의 증폭이 거의 발생하지 않고 진동대운동과 유사한 형태의 신호를 보이며, 상부 쪽으로 올라갈수록 캐비닛의 동특성과 유사한 진동수 성분이 포함되는 시간대에서 큰 동적 증폭이 발생하고 있음을 알 수 있다.

일반적으로 진동시험에서 기록한 계측신호에는 여러 가지 원인에 의하여 오차가 포함되기도 하고, 기준선의 왜곡이나 편향(Bias) 등이 발생할 수 있다. 계측신호의 오차는 기준선보정(Base-line Correction)과 필터링(Filtering) 등의 신호처리 작업을 통하여 제거된다. 계측신호의 샘플링 과정에서 샘플링 진동수(Sampling Frequency)를 너무 작게 하면, 원래 신호의 고진동수 성분이 왜곡되는 현상(Aliasing)



〈그림 2〉 진동대시험에서 계측한 대상기기의 수평방향 가속도응답신호



〈그림 3〉 진동대시험에서 계측한 대상기기의 수평방향 응답의 진동수응답함수

이 발생할 수 있기 때문에 이 연구에서 샘플링 진동수는 200Hz로 설정하였다. 또한, 진동대시험에서 계측된 신호의 왜곡현상을 피하기 위해서 0~50Hz의 진동수 대역을 갖는 저역통과필터(Low-pass Filter)를 사용하여 최대 분석 진동수 이상의 신호를 소거하였다.

2.4 계측신호의 진동수함수

진동시험에서 계측된 신호로부터 시험체의 동특성을 추출하기 위해서는 먼저 계측신호의 진동수함수를 분석하였다. 그림 3은 앞서 보인 시간이력응답신호의 진동수응답함수를 보인 것이다. 그림에서 보듯이 시험대상기기의 유효진동수 구간인 2~32Hz 사이에서 1개의 뚜렷한 정점 증폭(Peak Amplitude)을 나타내고 있음을 알 수 있다.

3. 동특성 분석 방법

3.1 모드계수 추정 기법

진동신호로부터 시스템의 동특성을 분석하기 위하여 모드계수를 추정하는 방법은 크게 시간영역법(Time Domain Method)과 진동수영역법(Frequency Domain Method)으로 대별할 수 있다.

시간영역법에서는 입력하중이 랜덤정규분포를 갖는다는 가정하에, 자유진동신호를 이용하여 모드해석을 수행하는 Ibrahim 시간영역(Ibrahim Time Domain: ITD) 방법^{(9),(10)}과 고유계 구현기법(Eigensystem Realization Algorithm; ERA)^{(11),(12)}이 있으며, 그 외에 응답값의 상관행렬을 요소로 가지는 블록 행렬행렬(Hankel Matrix)을 특징치 분해하여

모드계수를 추정하는 추계론적 부공간 규명법(Stochastic Subspace Identification: SSI)⁽¹³⁻¹⁵⁾ 등이 있다.

진동시험에 의한 실험모드해석에서 구조물의 동특성을 구하기 위해 주로 사용되는 방법중 하나는, 진동수영역(Frequency Domain)에서 응답자료의 파워스펙트럼밀도(Power Spectral Density: PSD) 함수를 분석하는 것이다. 진동수영역분석법에는 파워스펙트럼법(Power Spectrum Method)⁽¹⁶⁻¹⁹⁾과 진동수영역분해법(FDD)이 있다. 파워스펙트럼법은 PSD의 정점이 생기는 진동수에서의 스펙트럼 값을 비교함으로써 고유진동수와 모드형상을 구하는 방법이다. 반면에 진동수영역분해법^{(20),(21)}은 응답자료의 PSD행렬을 특이치 분해(Singular Value Decomposition: SVD)하여, 이로부터 고유진동수와 모드형상을 구하는 방법이다.

진동수영역방법은 시스템의 진동수 의존성을 고려하기 쉽고, 해석시간이 시간영역방법에 비해 상대적으로 짧게 소요된다. 일반적으로 파워스펙트럼법은 사용자가 기준점(Reference Node)을 어떻게 설정하느냐에 따라 모드분석결과가 크게 영향을 받는다. 반면에, FDD법은 기준점을 설정할 필요가 없고, 오차의 영향도 상대적으로 적어 결과도 안정적인 것으로 알려져 있다.⁽²²⁾ 그러므로, 이 연구에서는 대상기기의 안정적인 동특성 분석을 위해 FDD 법을 사용하였다.

3.2 진동수영역분해법

FDD 법은 계측신호로부터 구조물의 동특성을 추출하기 위하여 구조물 응답의 PSD 행렬을 특이치 분해하여, 고유진동수와 모드형상을 구한다. 이 방법에서는 먼저 구조물 응답 $y \in \mathbf{R}^{N_m \times 1}$ 의 PSD 행렬 $S_{yy}(\omega) \in \mathbf{R}^{N_m \times N_m}$ 을 다음과 같이 특이치분해하여 $\Sigma(\omega)$, $U(\omega)$ 와 $V(\omega)$ 행렬로 분해한다.

$$S_{yy}(\omega) = U(\omega)^T \Sigma(\omega) V(\omega)$$

여기서, $S_{yy}(\omega)$ 는 응답간의 자기스펙트럼밀도함수(Auto Power Spectral Density Function)이며, N_m 은 계측자유도의 수이다. $U(\omega), \Sigma(\omega), V(\omega) \in \mathbf{R}^{N_m \times N_m}$; $\Sigma = \text{diag}(\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_N)$; U 와 V 는 각각 $U^T U = U U^T = I$ 와 $V^T V = V V^T = I$ 를 만족하는 단위 행렬(Unitary Matrix)이다. 참고로 $S_{yy}(\omega)$ 행렬이 대칭행렬이면 $U=V$ 가 된다. 한편, Σ 는 특이치로 구성된 대각행렬이며, 각각의 특이치들($\sigma_i(\omega)$)의 정점에 발생하는 진동수가 구조물의 고유진동수들이며, 이 고유

진동수들에 대응하는 $U(\omega)$ 의 열벡터들이 구조물의 모드형상들이다. 일반적으로 여러 특이치 중에서 첫 번째 요소인 $\sigma_1(\omega)$ 을 사용한다.^{(20),(21)}

4. 동특성 변화 분석

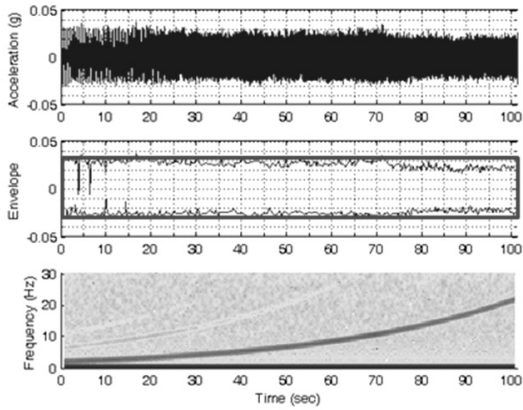
동특성 분석결과는 분석대상 계측자료의 종류 및 분석 과정에서 고려해야 하는 인자의 종류에 따라 서로 다른 값을 보일 수 있다. 이 연구에서는 분석결과의 신뢰성을 높이기 위해서 신호처리과정에서 계측신호의 기준선 보정과 고진동수 및 저진동수 성분의 제거 등과 같은 보정 작업을 시행하였다. 또, 입력진동수준의 크기에 따른 대상기기의 동특성 관계를 좀 더 명확하게 파악하기 위해 상시진동영역을 제거하고, 실제적인 입력운동과 고유진동수 및 감쇠비의 관계를 파악하기 위해 다음의 네 가지 경우에 대해 입력진동수준의 크기를 도출하였다.

- 1) Peak acceleration (sine sweep testing 시간)
- 2) Mean of peak acceleration (sine sweep testing 시간)
- 3) Peak acceleration ($|t-t_n| \pm 2\text{sec}$)
- 4) Mean of peak acceleration ($|t-t_n| \pm 2\text{sec}$)

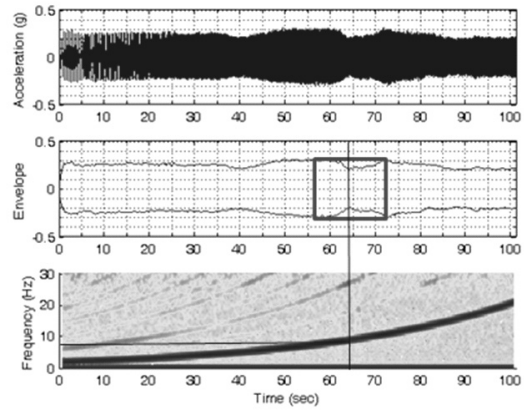
여기서 t_n 은 공진이 발생하는 시간이다. 그림 4는 위에서 설명한 입력진동수준의 크기를 도출하는 과정을 보여준다. 그림 4의 상단 그림은 입력운동의 시간이력신호이며, 중단의 그림은 입력운동의 양의 구간과 음의 구간에서의 첨두점을 선형적으로 연결한 곡선으로서 전체 시간 구간에서 진폭값들의 최대값과 평균값을 도출하는 과정(그림 4(a))과 공진이 발생 가능한 시간에서의 진폭값들의 최대값과 평균값을 입력운동의 크기로 도출하는 과정(그림 4(b))을 나타내었다. 그림 4의 하단은 정현소인과 입력운동의 시간에 따른 진동수의 변화를 나타낸 그림이다.

입력운동의 진동수준에 따라 대상 기기의 동특성은 표 2와 그림 5에 보인 바와 같은 변화를 보인다. 표 2에서 알 수 있듯이 실제로 가진된 입력진동수준은 시험의 계획 시에 설정한 목표치를 상회하는 것을 알 수 있다. 위에서 설명한 네 가지 경우에 따라 도출된 입력진동수준의 크기에 따른 대상기기의 동특성을 분석한 결과를 그림 5에 나타내었다.

표 2와 그림 5에서, 고유진동수는 입력진동수준의 크기가 증가할수록 감소하는 현상을 보이고, 감쇠비는 약간의 변동성을 보이는 하지만 전체적으로 입력진동수준의 크기가 증가할수록 증가하는 현상을 보인다. 즉, 입력진동수준의 증



(a) 입력진동수준의 크기 (목표치 : 0.02g)

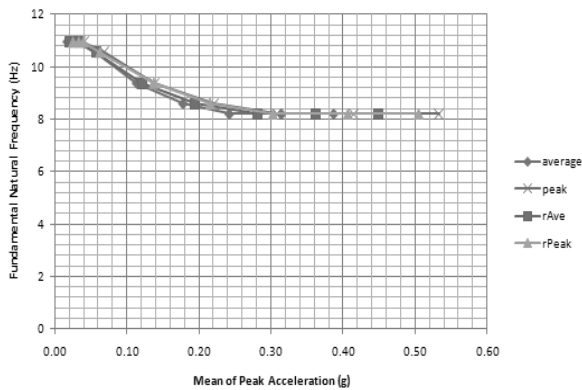


(b) 입력진동수준의 크기 (목표치 : 0.2g)

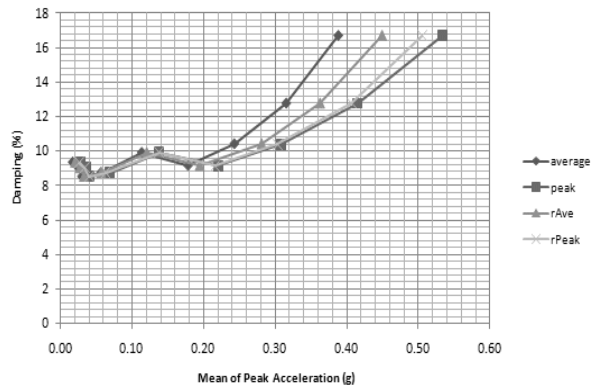
〈그림 4〉 실제적인 입력운동의 크기

〈표 2〉 입력운동의 수준에 따른 대상기기의 동특성 분석결과

	입력운동의 크기(g)					고유진동수(Hz)	감쇠비(%)
	목표치	Sine sweep testing 시간		t-t _n ±2sec			
		평균값	최대값	평균값	최대값		
1	0.015	0.0174	0.0276	0.0208	0.0258	10.938	9.350
2	0.020	0.0254	0.0364	0.0279	0.0339	10.938	9.034
3	0.030	0.0303	0.0405	0.0333	0.0405	10.938	8.521
4	0.050	0.0570	0.0688	0.0575	0.0633	10.547	8.751
5	0.100	0.1137	0.1382	0.1209	0.1379	9.375	9.910
6	0.150	0.1783	0.2203	0.1947	0.2161	8.594	9.159
7	0.200	0.2427	0.3085	0.2812	0.3030	8.203	10.415
8	0.250	0.3152	0.4154	0.3626	0.4069	8.203	12.772
9	0.300	0.3877	0.5331	0.4490	0.5050	8.203	16.697



(a) 고유진동수의 변화

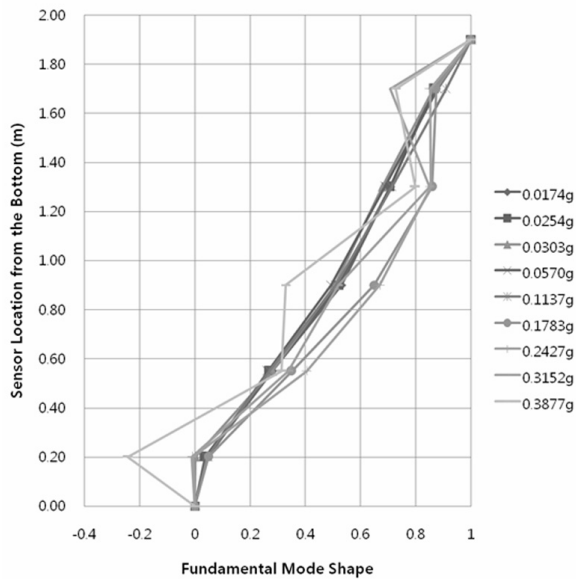


(b) 감쇠비의 변화

〈그림 5〉 입력진동수준의 크기에 따른 동특성 변화

가에 따라 고유진동수는 10.938Hz에서 8.203Hz로 약 25%정도 감소하고, 감쇠비는 9.350%에서 16.697%로 약 56%정도 증가한다. 이러한 현상은 입력진동수준의 증가에 따라 캐비닛의 동특성이 변화함을 나타낸다. 고유진동수의 감소현상은 입력진동수준의 증가에 따라서 대상기기의 강

성이 감소함을 나타낸다. 또한, 감쇠비는 시험 전 예상하였던 것보다 심하게 변화되는 것으로 평가되었는데, 이는 입력진동수준이 증가함에 따라 내부의 전기설비 및 구조요소들의 상호 마찰에 의한 시스템 감쇠가 증가한 것으로 해석된다. 이러한 사실에 기초하여, 대상기기의 동특성 변화의



〈그림 6〉 입력진동수준의 크기에 따른 고유진동모드형상

비선형성은 재료비선형특성보다는 부재간 마찰에 의한 기하학적 혹은 구조적인 특성에 기인하는 것으로 판단할 수 있다.

그림 6은 계측된 진동신호로부터 동특성 분석방법을 적용하여 추출된 대상기기의 고유모드의 형상을 나타낸 것이다. 약 0.178g이하의 진동수준이 작은 영역에서 대상기기의 고유진동모드는 거의 변화가 없이 동일하다. 그러나 그 이상의 진동수준에서는 모드형상이 변화함을 알 수 있다. 즉, 약 0.178g 이하의 진동수준에서는 대상기기가 선형거동을 보이며 고유진동모드가 거의 동일하지만, 그 이상의 진동수준을 넘어 대상기기가 비선형거동영역에서는 모드형상이 변화함을 알 수 있다. 이는 본 연구에서 시험에 사용한 대상기기가 균일한 분포질량을 갖는 연속체가 아니며, 각 부품 및 문짝 등을 포함하여 질량과 형상이 불규칙하며 불연속적이기 때문으로 판단된다. 즉, 입력진동수준이 증가할수록 기기를 구성하는 부재의 연결이 불규칙적으로 구속되거나 느슨해지므로, 대상기기의 강성과 물리적인 특성이 변화되며, 이로 인해 모드형상이 변하는 것으로 판단된다. 참고로 진동대 정현소인파 시험은 매진동수별로 구조물의 밀면 가진을 통해 구조물의 분포 질량에 따른 관성력을 구조물 전체에 가하므로, 충격시험 또는 가진기시험과 달리 구조물의 가진하중의 특성을 나타내는 운전모드(Operating Mode)의 영향을 배제하거나 줄일 수 있다.

5. 결론

이 연구에서는 원자력발전소에서 사용되는 대표적인 캐

비닛형 기기를 대상으로 진동대시험을 수행하고, 진동수영역분해법을 사용하여 대상기기의 동특성을 분석하였다. 실험에서 구한 대상 기기의 동특성 변화를 분석함으로써 얻어진 이 연구의 결과는 다음과 같다.

1. 대상 기기인 원전 캐비닛형 기기의 고유진동수는 가진 크기가 증가함에 따라 감소하였다. 이러한 현상은 입력운동의 증가에 따라 캐비닛의 강성이 감소하기 때문으로 판단된다.
2. 감쇠비는 입력운동의 크기가 증가함에 따라 약간의 변동성이 있지만 대체적으로 증가하는 현상을 보였다. 이는 입력진동수준의 크기가 증가함에 따라 기기 부품간의 연결부나 내부에 설치된 전기설비들의 시스템 감쇠가 증가하기 때문으로 판단된다.
3. 진동대의 가진 크기 목표치와 실제 구동되는 가진 크기가 상이할 수 있으므로, 가진 크기에 따른 대상기기의 실제적인 고유진동수 및 감쇠비를 도출하기 위하여 본 연구에서 제시한 방법과 동일하게 혹은 유사한 방법으로 실제 구동하는 가진 크기와 대상기기의 고유진동수 및 감쇠비의 관계를 정립할 필요가 있을 것으로 판단된다.
4. 원전 캐비닛형 기기의 구조적인 특성으로 인해 선형응답이 예상되는 진동수준의 입력운동하에서도 전기기기는 비선형 거동을 보일 수 있으므로, 추후 내진검증을 위한 시험 혹은 해석 시에 이에 대한 고려와 추가 연구가 필요할 것으로 판단된다.
5. 이 연구에서 수행한 캐비닛의 동특성 분석결과는 모든 캐비닛에 대해 통용되는 일반적인 실험결과가 아니지만, 이 연구에서 사용한 기기와 유사한 기기에 대해 시험 혹은 해석을 통한 내진검증시 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

감사의 글

본 연구는 2009년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다. (No. 20101620100020)

참고 문헌

1. 전력산업기술기준, END2000-1995, 전기1급 기기내진검증, 대한전기협회, 1995.
2. IEEE, IEEE Recommend Practice for Seismic Qualification of Class 1E Equipment for Nuclear Power Generating

- Stations, ANSI/IEEE Std 344-1987, IEEE, N.Y., U.S.A., 1987.
3. 조양희, 박형기, “원전지진계측시스템 캐비닛의 동특성분석 시험,” 대한토목학회 논문집, Vol. 19, No. 1-3, 449-456, 1999.
 4. 조양희, 조성국, 박형기, “취약도변수의 개선을 위한 전기 캐비닛의 동특성 및 비선형성평가,” 한국지진공학회 논문집, 제4권, 제5호, 83-91, 2000.
 5. Kana, D. D., A Research Program for Seismic Qualification of nuclear Plant Electrical and Mechanical Equipment, NUREG/CR-3892, U.S. Nuclear Regulatory Commission, 1984.
 6. Gupta, A., Rustogi, S. K., and Gupta, A. K., “Ritz vector approach for evaluating in-cabinet response spectra,” *Nucl. Eng.*, 190, 255-272, 1999.
 7. Yang, J., Rustogi, S.K., and Gupta, A., “Rocking stiffness of mounting arrangement in electrical cabinets and control panels,” *J. Nuclear Engineering and Design*, Vol. 219, 127-141, 2002.
 8. Rustogi, S. and Gupta, A., “Modeling the Dynamic Behavior of Electrical Cabinets and Control Panels: Experimental and Analytical Results,” *J. Structural Engineering*, Vol. 130, No. 3, 511-519, 2004.
 9. Ibrahim, S.R. and Mikulcik, E.C., “A Method for the Direct Identification of Vibration Parameters from the Free Response,” *Shock and Vibration Bulletin*, No.47, Part 4, 183-198, 1977.
 10. Ibrahim, S.R., and Pappa, R.S., “Large Modal Survey Testing Using the Ibrahim Time Domain Identification Technique,” *Journal of Spacecraft and Rockets*, Vol. 19, No.5, 459-465, 1982.
 11. Juang, J.N. and Pappa, R.S., “An Eigensystem Realization Algorithm for Modal Parameter Identification and Model Reduction,” *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, *AIAA*, Vol.8, No.5, 620-627, 1985.
 12. Junag, J.N., Applied System Identification, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, USA, 1994.
 13. Hermans, L. and Van Der Auweraer, H., “Modal Testing and Analysis of Structures under Operational Conditions: Industrial Applications,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 13, No. 2, pp. 193-216, 1999.
 14. Overschee V.P. and De Moor, B., Subspace Identification for Linear Systems, Kluwer Academic Publisher, 1996.
 15. Peeters, B. and De Roeck, G., “Reference-Based Stochastic Subspace Identification for Output-Only Modal Analysis,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.13, No.6, 855-878, 1999.
 16. Bao, Z.W. and Ko, J.M., “Determination of Modal Parameters of Tall Buildings with Ambient Vibration Measurements,” *The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, Vol.6, No.1, 57-68, 1991.
 17. Bendat, J.S. and Piersol, A.G., *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*, John Wiley & Sons, New York, USA, 1993.
 18. Newland, D.E., *An Introduction to random vibration and spectral analysis*, Longman, 1984.
 19. Yam, L.H., Leung, T.P., Li, D.B., and Xue, K.Z., “Use of Ambient Response Measurements to Determine Dynamic Characteristics of Slender Structures,” *Engineering Structures*, Vol. 19, No. 2, 145-150, 1997.
 20. Brinker, R., Zhang, L. and Andersen, P., “Modal Identification from Ambient Response Using Frequency Domain Decomposition,” *Proceedings of 16th International Modal Analysis Conference*, San Antonio, Texas, USA, 625-630, 2000.
 21. Otte, D., Van de Ponsele, P., and Leuridan, J., “Operational Shapes Estimation as a Function of Dynamic Loads,” *Proceedings of the 8th International Modal Analysis Conference*, 413-421, 1990.
 22. 이진학, 윤정방, “구조물의 응답자료만을 이용한 모드계수 추정법에 관한 비교연구,” 대한토목학회논문집. 23(2A), 187-201, 2003.