

# ACB Panel의 산업안전 모델 개발

서옥환

한라대학교 기계공학부

## 1. 서론

산업 안전과 관련된 시스템에서 요구되는 것 중에서 필수적인 것은 내진 발생에 대비하는 검증이 있다. 이 논문은 내진 검증을 증명하고 장치 사용을 위한 증명된 유한요소 해석모델을 개발하는 방법이 제시되었다. 여기서 사용된 모델은 사우디아라비아의 RASCO사에서 사용되기 위해 현대중공업(주)에서 제작되었다.

산업안전과 관련된 구조물 및 부품의 내진 검증은 유한요소해석에 의한 방법, 내진 시험 및 두 가지 방법을 조합한 방법이 사용되기도 한다[1,2]. 전기 구조물 혹은 기기는 경제적인 측면에서 유한요소해석 방법이 가장 유용한 방법으로 알려져 있다. 이 기술은 전체 구조물의 상세한 응력 해석 뿐 만 아니라 시험방법의 어려움과 비용절감에 무척 도움이 된다. 그리고 유한요소 모델 및 해석은 쉽게 구조물의 재구성 등으로 소정의 임무를 수행하게 된다. 덧붙여서 거대한 구조물의 구성 및 다중 힘의 부하에도 쉽고 효과적으로 임무를 수행하게 된다. 그러므로 ACB Panel를 위한 유한요소모델의 개발은 매우 중요하다.

일반적으로 이러한 화학플랜트의 기계구조물 및 부품의 응력해석용의 수학적 모델은 모달시험에서 증명된 방법의 하나로 인정되었다. 이러한 목적으로 수행된 수학적 모델의 결과는 정확하여 현장시험결과와 같이 병행해서 응용되고 있다.

본 논문에서는 참고문헌[3]에서 주파수 해석에 대하여 자세한 결과를 보여주고 있으며 그것과 병행하여 동적해석 및 응력해석의 과정 중 ACB Panel의 일부분의 구조를 적절히 수정하여 참고문헌[1]의 요구조건을 만족하는 유한요소 모델을 개발하여 시험을 하지 않고 기기검증을 완료하는 방법을 제시하고 있다.

## 2. 개발모델

이 ACB Panel은 W1000 × D1200 × H2360 mm로 구성되어 있으며 380V의 Power를 가지고 있다. 일반적으로 ACB Panel의 전기부품은 각각의 중심에 위치한 집중하중에

의해서 나타나며, 모든 Lumped masses의 중심은 각각의 도심에 나타내는 것으로 본다. 각각의 밀도는 적절한 값으로 정의되며, 비 구조적 요소, 즉, 케이블, 전자부품 등은 적절한 재료에 의해서 표현된다. 이 모델의 경계조건은 Three global transitional direction 및 X, Y 및 Z 축에 대한 Three rotational direction이다.

### 3. 이론 전개

#### 3.1 유한요소 모델

유한요소해석법에 의한 내진검증의 정밀도는 전산모델에서 좌우된다. 구조물의 동적 특성치 및 질량분포가 요구되는 노드 및 요소에 의한 모델링은 실제 요소의 기계적인 성질 및 기하학적인 구조와 잘 일치하여야 한다. 즉 실제 기기에서 사용되는 모든 부분이 고려되어야 한다. 화학플랜트에서 사용되는 기기 및 부품은 전기적인 구조 즉, 전기 기기, 구동모터, 콘트롤 밸브 등의 구조해석을 간단히 하기 위하여 Lump 질량 요소가 사용된다. 이렇게 설치된 구조물은 실제 이론 해석 방법, 유사해석 및 내진시험 등의 최선의 방법으로 검증 완료된다. 각각의 기기 및 부품으로 구성된 완성품의 연결은 Gap 요소와 같은 방법을 이용해서 정교하고 보수적인 해석을 수행하게 된다. Lump 요소 및 Gap 요소 등으로 간단 명료하게 된 컴포넌트들은 구조적 내진검증 해석으로부터의 내진하중을 이용하여 해석된다. 또한 기기의 설치조건은 실제의 전산 경계조건을 만족하는 방법으로 이용된다. 마지막으로 유한요소해석 코드를 사용해서 요소 및 노드 구성 및 다른 영상기능으로 검증되어야 한다. ACB Panel의 유한 요소 모델이 그림 1에서 보여준다.

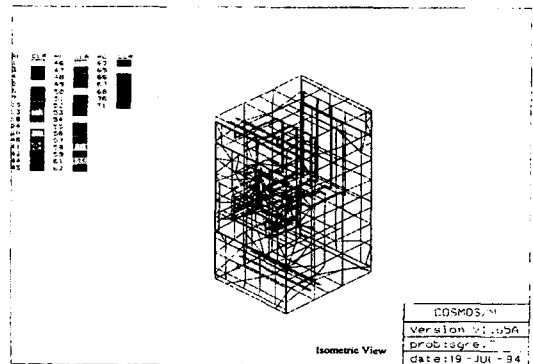


Figure 1. Isometric view of a finite element model

### 3.2 Mode 주파수 해석

Mode 주파수 해석은 구조물의 기본 자유 진동수들에 의해서 수행된다. 모델이 일정한 Stiffness 및 질량효과, No damping 및 자유진동 상태라고 가정하면 모델의 자유진동주파수해석을 위한 운동방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$[M]\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (1)$$

여기서  $[K]$  는 구조 Stiffness matrix,  $[M]$  은 질량 Matrix, 그리고  $\{u\}$  는 모델의 진동치를 나타낸다. 또 선형계에서 자유진동은 Harmonic 형태로 나타내어진다.

$$u = \psi_i \cos \omega_i t \quad (2)$$

여기서  $\psi_i$  는  $i$ th Natural frequency 의 Mode shape를 대표하는 Eigenvector,  $\omega_i$  는  $i$ th 자유진동수 주파수 및  $t$  는 시간을 각각 나타낸다.

식 (2)을 식 (1)에 대입하면

$$\{-\omega_i^2 [M] + [K]\}\{\psi_i\} = \{0\} \quad (3)$$

그러므로 위 식으로부터 자유진동 주파수는 다음과 같이 나타내어진다.

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (4)$$

여기서  $f_i$  는 자유진동 주파수이다.

### 3.3 동적해석 및 응력해석

이 부분의 해석은 상업용 응력 및 동적 해석 전용인 COSMOS/M을 이용하였다.

## 4. 예비 해석

### 4.1 주파수 해석

예비모델에 대한 eigenvalue 해석이 그 시스템의 자유진동수(natural frequency)를 얻기 위하여 수행되었다. 여러 가지 결과를 추론하기 위해 150 개의 eigenvalue 해석을 진행하였다. Eigenvalue 해석은 Lanczos technique[4]을 이용하여 모드 50 Hz 까지 수행되었다.

같은 진동 Mode shape 특성치를 갖는 예상된 해석치와 시험주파수 평가기준치의 비

교가 0부터 50 Hz 사이에서 이루어 졌다. 비교결과 참고 문헌(2)에서와 같이 상당한 차이를 보여주고 있다. 이 예비 해석 결과는 약간의 주 System mode의 사라짐을 갖는 동안 상당한 추가 mode를 생산하였다.

ACB Frame의 뒷 부분의 Y mode는 15.0 %의 에러를 갖는 34.2 Hz을 예측하였다. 또한 Door Panel 의 뒷 부분도 받아들일 수 없는 에러를 갖는 34.4 Hz를 기록하였다. Mode 11 및 12는 완전히 사라졌으며 다른 상부의 시스템 Mode도 사라지거나 받아들일 수 없는 에러 값을 예측하였다.

## 4.2 동적 해석 및 응력 해석

150개의 모드의 결합으로 생긴 modal participation factor는 수평의 X 및 Z 방향에 약 73 %, 수직방향( Y 방향)은 50.7 %를 기록하였다. 각 방향에 생긴 factors는 규정된 값에 훨씬 못 미친 결과를 가져와서 수정이 불가피하였다.

예비해석의 결과 표 1에서 보여 주듯이 안전계수가 작아 위험도가 많은 것으로 판명되어 모델의 수정이 요구되었다.

## 5. 모델 수정 및 결과 비교

### 5.1 해석 모델의 수정

예비해석의 결과의 검토가 다단계에 걸쳐 수행되었다. Global coordinate system에서 부 적절히 계산된 모든 Rotary inertia는 그들의 Local coordinate system에 의해서 수정되었다. ACB Panel의 Base에서의 경계조건은 오직 Three translational 방향에 고정된 것으로 변경되었다. 또 Base에서의 Rotational 고정이 release 되었다.

ACB Frame 부분의 element no. 211 thru 355에 수정을 가하였다. 또한 Door Panel 부분의 element no. 991 thru 1016에 지지 질량의 충분한 견고함을 위하여 각각의 보강재를 설치하였는데 이는 지지 계를 견고하게 만들기 위한 시도였다.

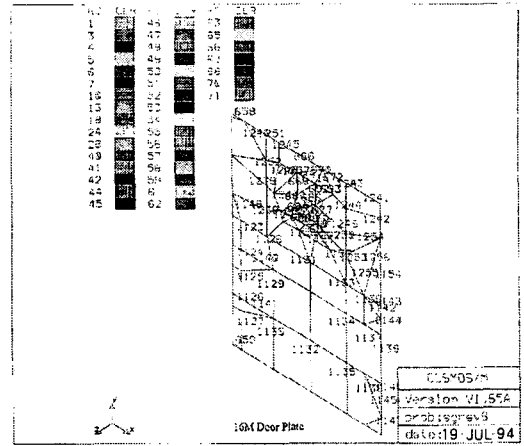
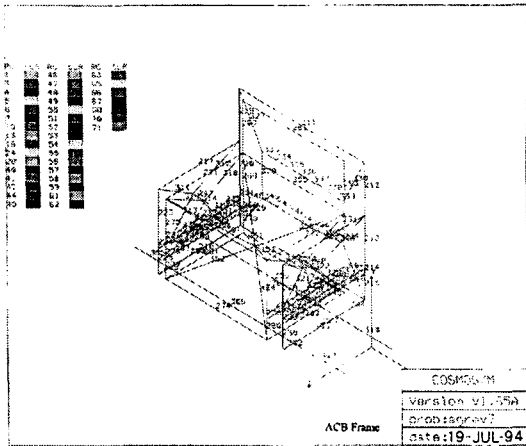


Figure 2. The element model of the ACB frame Figure 3. The element model of the door plate

## 5.2 결과

### 5.2.1 주파수 해석

수정된 모델에 대한 eigenvalue 해석이 수정된 시스템의 자유진동수( natural frequency)을 얻기 위하여 수행되었다. ACB Panel의 도어부분에 첫 번째 굽힘 모드와 관련하여 그 계에서 가장 작은 약 5.03 Hz을 나타내었다. 또한 모든 이 연합수정은 참고 문헌[3]에 보였 주듯이 채택할 수 있는 값 5 %이내의 낮은 값을 가져왔다.

### 5.2.2 동적 해석

150개의 모드의 결합으로 생긴 modal participation factor는 수평의 X 및 Z 방향에 약 83 %, 수직방향( Y 방향)은 88.7 %[3]를 기록하였다. 규정치에 도달하여 만족한 결과를 도출하였다.

### 5.2.3 응력 해석

Location	Element Range	Element w/ Max. Stress	Max. Stress(Ksi)	Material Yield(Ksi)	Allowable Stress	F.S.(예비 해석)	F.S.(최종 해석)
Main Frame	1-181	118	7.785	36	26.7	3.3	3.429
Hinge	182-196	190	6.013	36	31.6	4.5	5.255
Latch	197-206	206	4.190	-	31.6	6.3	7.542
ACB Frame	211-355	269	2.245	-	31.6	0.89	4.075
Busbar	356-554	436	0.801	-	-	-	-
Door Bended Beam	1220-1221	1217	3.461	36	28.7	5.5	8.292
Door Panel	991-1016	1002	1.763	36	6.783	1.0	3.847
Panel Beam	908-913	909	8.976	36	26.7	3.0	2.974
Anchor Bolt	851-854	851	0.534	92.8	1.195	3.2	3.732

Table 1 Summary of Stresses and Factors of Safety for ACB Panel

\* Stress allowables are based on the AISC Specifications which include a safety factor of 1.67.

정적해석은 수직방향에 만 dead weight ( 1.0 g)에 대하여 수행하였는데 응력 해석의 결과는 표 1에 보여주고 있으며 모든 주요 구조부분의 안전계수는 평가기준에 도달하였다. Anchoring system에 대한 응력해석은 dynamic 응용용인 Hilti HSL M8 기초볼트를 사용하여 수행하였는데 AISC 허용 안전계수가 2.0 이상이 되었다.

## 6. 결론

동적 및 응력 해석의 결과는 ACB Panel의 모든 부분에서 적당한 안전계수를 갖는 것을 보여주었다. Hilti HSL M8 기초볼트는 빌딩 floor에 쉽게 anchoring 할 수 있다는 것을 제시하였다. 그러므로, 이 시스템은 여기서 개발한 모델의 해석방법에 따라 주어 진 내진 조건을 구조적으로 만족함을 보여 주었다.

이 ACB Panel은 해석 결과는 0부터 50 Hz 사이의 특출하고 주요한 Mode를 나타내었다. 이 진동수 사이에서는 세 개의 직각 방향의 첫 번째 기본 진동주파수가 있으며 두 번째는 Y mode에, 40 Hz 이상에서는 3 개의 Higher system mode가 존재하였다.

결과의 정확성을 가정하면 0부터 50 Hz 사이의 주파수 범위에서 새로운 해석 모델은 거의 같은 Mode를 나타내었다. 참고문헌[3]에서 보여주듯이 이 Mode들은 약 5 % 이내의 예측치를 나타내었다.

수정한 부분에서도 33 Hz 이상을 갖는 Mode 들은 내진검증해석의 결과에 아무런 영향을 주지 않았다.

화학플랜트에서 안전과 관계가 있는 계나 부품은 부여된 내진 Event에 의하여 유한요소해석에 의해 검증될 수 있다.

표준시험이나 여기서 개발된 모델에 의해서 수행된 내진검증해석은 내진업무 수행에 아무런 중요한 차이점을 발견할 수 없었다. 결국 평가 기준에서 제시한 약 5 % 이내의 차이점을 가져왔다. 그러므로 여기에서 수행 개발된 해석 모델은 참고문헌 [1, 2]의 목적을 충분히 만족하였으며 최종 내진검증 응력모델로써 적절하였다.

## 참고문헌

- (1) ANSI/IEEE Std. 344-1987, IEEE Recommend Practice for Seismic Qualification of class 1E Equipment for Nuclear Power Generating Stations, IEEE, 345 E. 47th St., N.Y. N.Y10017, U.S.A.
- (2) U.S. Nuclear Regulatory Commission, Regulatory Guide 1.100, Seismic Qualification of Electric and Mechanical Equipment for Nuclear Power Plants, Rev.2, June 1988.
- (3) KONEL/Wyle Laboratories' Report No. RN 94002, Seismic Qualification Analysis Report, 1994.
- (4) COSMOS/M User's Manual, Structural Research and Analysis Corporation, Santa

Monica. California, 1990.

(5) Clough, R. W. And Penzien, J., Dynamics of Structures, McGraw-Hill Book Company. New York, 1975.

(6) Meirovitch, L., Elements of Vibration Analysis, McGraw-Hill book company. New York, 1986.

(7) Humar, J. L., Dynamics of Structures, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, 1990.