

# 상·하 받침대를 갖는 대형 함정 탑재장비의 DDAM 해석을 위한 유한요소 모델링 기법에 관한 연구

## A Study on the Finite Element Modeling Methods of Large Navy Shipboard Equipment Attached to the Top and Bottom Foundations for DDAM

김 룡† · 송 오 섭\*

Yong Kim and Ohseop Song

(2007년 2월 5일 접수 ; 2007년 3월 20일 심사완료)

Key Words : DDAM(동적 설계 해석법), Foundation(받침대), Modal Test(모드시험), Cut-off Frequency(차단 진동수)

### ABSTRACT

Non-contact underwater explosions against surface ships could cause extensive equipment damage and render the ship inoperative. As an analytical method, DDAM(dynamic design and analysis method) is used for ship shock design. In this paper, in order to verify the finite element model of large shipboard equipment, modal test of equipment was performed. Major objective of this paper is to describe shock analysis methodology for large shipboard equipment attached to the top and bottom foundations.

### 1. 서 론

함정의 전투 및 운항성능에 필수적인 주요 탑재장비에 대해서는 수중폭발 충격하중에 대한 내충격 성능 평가가 필수적이며, 이를 위해서는 장비 설계 시 내충격 설계 개념의 도입 및 해석을 통한 설계 검증, 제작 후 충격시험을 통한 장비 자체의 내충격 성능 확인, 함정 탑재 후 실선 충격시험을 통한 최종적인 성능 검증단계가 요구된다<sup>(1)</sup>.

한국 해군에서도 1980년대 중반부터 충격등급 A<sup>(2)</sup>인 함정 탑재장비의 받침대 및 선체 주요 구조물(mast, rudder 등)에 대하여 DDAM(dynamic design analysis method) 해석을 통한 내충격 설계검증을 요구하고 있다. 1960년 미국 NRL(naval research laboratory)에서 제안한 스펙트럼 해석(spectral

analysis)방법인 DDAM은 현재 함정에 탑재되는 장비 및 받침대에 대한 내충격 설계 검증을 위한 표준 해석방법으로 채택되어 널리 사용되고 있다<sup>(3)</sup>.

한국 해군의 요구에 의해 국내에서도 1980년대 후반부터 MIL-S-901D<sup>(2)</sup> 충격시험 규격을 만족하는 충격시험기를 이용한 장비 충격시험뿐만 아니라 중량 및 크기 제한조건 때문에 충격시험이 불가능한 탑재 장비, 장비 받침대 및 함정구조물에 대해서는 충격해석을 수행하여 내충격 설계 검증을 수행하고 있다<sup>(4,5,6)</sup>.

함정의 대형화 및 정밀 유도무기시스템(guided missile system)의 탑재로 인해 갑판에 직접 고정되거나 선체 구조물에 설치된 하부 받침대(bottom foundation)에 취부되는 기존의 탑재장비와는 달리 여러 층의 갑판(multi deck)에 걸쳐 설치되고 장비의 상·하부가 받침대에 의해 선체 구조물과 연결되는 대형 탑재장비가 함정에 탑재된다. Philip Y. Wu<sup>(7)</sup>는 대형 탑재장비 받침대에 대한 충격해석 기법을 제시하였으며, 국내 조선소에서도 이 기법을 사용하여 대형 탑재장비 받침대에 대한 내충격 설계 검증을 하고 있다. 대형 탑재장비 받침대에 대한 충격

† 교신저자; 정회원, 국방과학연구소  
E-mail : kim6459@add.re.kr  
Tel : (042) 821-2515, Fax : (042) 821-2224  
\* 정회원, 충남대학교 기계공학과

해석은 상·하 받침대뿐만 아니라 장비가 설치되는 위치의 선체 주요 구조물(deck, protection bulkhead, side shell 등)이 포함된 선체 유한요소모델을 사용하여 수행한다. 이때, 탑재장비는 집중질량(lumped mass)으로 표현되며, 강체요소를 사용하여 상·하 받침대에 연결된다.

상·하 받침대를 사용하는 대형 탑재장비의 충격 해석은 장비의 하부 받침대 고정부를 고정기부(fixed base)로 가정하여 DDAM을 수행하는 방법을 사용하며, 이 방법은 장비와 선체의 연성효과를 고려할 수 없다. 따라서 장비가 탑재되는 선체의 유한요소모델에 장비의 유한요소모델을 추가하여 장비의 충격해석을 수행하여야 정확한 해석결과를 획득할 수 있다. 그러나 장비가 탑재되는 모든 선체를 유한요소로 모델링하는 작업도 매우 어려운 작업이며, 설계단계 또는 건조계획중인 함정에 대해서는 선체에 대한 정보를 확보하기가 곤란하다.

따라서, 선체를 유한요소로 모델링하지 않고 탑재장비의 유한요소모델만 가지고 선체 연성효과를 고려할 수 있는 해석기법이 필요하며, 이를 위해서 이 논문에서는 선체 모델을 포함한 DDAM 해석결과<sup>(8,9)</sup>와 탑재장비 구속조건별 DDAM 해석결과를 비교하여 합리적인 해석기법을 제안하였다. 충격해석 대상물은 여러 층의 갑판에 걸쳐 설치되며, 장비의 상·하부가 받침대에 의해 선체와 연결되는 장비이다. 장비의 유한요소모델을 작성한 후 장비에 대한 모드시험(modal test)을 수행하여 유한요소모델의 신뢰성을 확인하였다.

## 2. DDAM의 이론적 배경

DDAM은 응답 스펙트럼의 형태로 주어지는 탑재장비 및 받침대의 지지부(base) 운동에 대하여 고유모드(normal mode) 이론과 모드중첩법에 의하여 장비, 받침대의 변위, 응력 등의 응답을 계산하는 스펙트럼 해석방법을 사용한다. 응답 스펙트럼은 동일한 지지부 운동에 대하여 고유진동수가 서로 다른 일련의 1자유도 질량-스프링계의 최대 상대변위를 각 1자유도계의 고유진동수에 대응시킨 도식적 표현이며, 응답 스펙트럼의 형태는 상대변위 스펙트럼뿐만 아니라 가속도 스펙트럼(또는 “충격응답 스펙트럼”이라고도 함)이 사용된다<sup>(3)</sup>.

스펙트럼 해석방법은 1932년 Biot에 의해 처음으로 지진하중에 대한 구조물의 내진해석(seismic analysis)에 도입되었다. Biot는 가속도 응답 스펙트럼을 정의하고, 이를 이용하여 실제 건물의 지진응답을 계산하는 방법을 제시하였다.

DDAM이 내진해석에 사용되는 일반적인 스펙트럼 해석과 다른 특징은 다음과 같다<sup>(1)</sup>.

- DDAM에서는 장비에 작용하는 충격하중의 지속시간이 매우 짧은 수 밀리 초(milliseconds)이므로 장비구조의 감쇠를 무시한다.

- 모드중첩법에 기초한 스펙트럼 해석방법에 있어서 대상계의 전체응답을 계산하기 위해서는 통상 각 모드의 기여분을 식 (1)의 SRSS(square root sum of squares)방법에 따라 계산하는데 반하여, DDAM에서는 식 (2)의 NRL sum 즉, 가장 큰 응답을 주는 모드의 응답절대치에 SRSS방법에 의해 계산된 기타 모드의 기여분을 합산하는 방법을 사용한다. 그 이유는 NRL sum방법에 의한 전체 응답 결과가 SRSS에 의한 결과보다 항상 큰 값을 줌으로써 보다 높은 안전율을 보장하기 때문이다.

$$S_j = \sqrt{\sum_{i=1}^N (S_{ji})^2} \quad (1)$$

$$S_j = |S_{ja}| + \sqrt{\sum_{i=1}^N (S_{ji})^2 - S_{ja}^2} \quad (2)$$

식 (1)에서  $S_j$ 는 질량점(mass point)  $j$ 에서의 전체 응답이며,  $S_{ji}$  및  $N$ 은 질량점  $j$ 에서  $i$ 번째 모드의 응답과 총 모드 수이다. 식 (2)에서  $S_{ja}$ 는 질량점  $j$ 의 모드 응답 중 최대값이다.

DDAM에서는 대상장비의 고정기부 고유진동수(fixed base natural frequency) 및 고유모드를 사용하여 각 모드에 대한 참여계수(participation factor)  $P_i$ , 유효질량(modal effective mass)  $M_i$  및 유효중량(modal effective weight)  $W_i$ 을 다음과 같이 계산하고 이로부터 대상장비의 충격거동에 기여도가 큰 모드를 결정한다<sup>(6)</sup>.

$$P_i = \frac{\sum_k M_k X_{ki}}{\sum_k M_k X_{ki}^2} \quad (3)$$

$$M_i = P_i \sum_k M_k X_{ki} \quad (4)$$

$$W_i = g \times M_i \quad (5)$$

식 (3)에서  $P_i$ 는  $i$ 번째 모드에 대한 참여계수이며,  $M_i$ 는  $k$ 번째 자유도의 질량이고,  $X_{ki}$ 는  $i$ 번째 모드의  $k$ 번째 자유도 성분이다. 식 (4)에서  $M_i$ 와 식 (5)의  $W_i$ 는  $i$ 번째 모드에 대한 유효질량과 유효중량이다.

유효중량  $W_i$ 로부터 식 (6)의 충격 설계치(shock design factor)  $D_i$ 를 계산하고, 식 (7)의 각 질량점에서의 유효정적하중  $F_{ji}$ 을 산출한다.

$$D_i = \min(V_i \times \omega_i, A_i \times g) \quad (6)$$

또는 6g중 큰 값

$$F_{ji} = M_j \cdot X_{ji} \cdot P_i \cdot D_i \quad (7)$$

$D_i$ 는  $i$ 번째 모드에 대한 충격 설계치로서 고유진동수 ( $\omega_i$ ), 중력가속도 ( $g$ ) 및 경험식에서 주어진 속도  $V_i$ 와 가속도  $A_i$ 가 사용되어 얻어진 값 중 최소값과 6g를 비교하여 큰 값으로 결정한다. 또한 이 값은 3가지 충격방향(함정의 수직, 수평, 전후방향)에 대해 서로 독립적으로 작용하며 선종별, 장비의 설치위치별, 탄성/탄소성 설계별로 주어지며, 유효중량  $W_i$ 의 항으로 표현된다.

식 (7)에서  $F_{ji}$ 는  $i$ 번째 모드에서  $j$ 번째 질량점에 대한 유효정적하중이다. 식 (7)에서 구해진 유효정적하중을 사용하여 정적 구조해석을 수행하면 각 모드에서의 변위 및 응력을 각각의 질량점에서 구할 수 있다.

정적 구조해석에 의해 구해진 각 모드에서의 변위 또는 응력은 식 (2)의 NRL Sum방법으로 합산되어 각 질량점에서의 응답(변위, 응력)이 계산된다.

### 3. 충격해석 모델 작성 및 검증

#### 3.1 DDAM 해석모델

해석 대상장비는 강재 트러스 구조물에 전자장비 및 각종 기계장치류가 설치된 대형 기계장치로서 여러 층의 갑판을 연결하는 수직 격벽(bulkhead)으로 구성된 함정의 공간(compartment)내에 설치된다.

Fig. 1은 MSC/NASTRAN에서 지원하는 유한요소를 사용하여 작성한 유한요소모델이다. 강재 트러스 구조물은 쉘 요소(CQUAD4)로, 장비의 상·하부는 솔리드

요소(CHEXA)로, 보강재는 보 요소(CBAR)로 모델링하였다. 장비의 트러스 구조물에 장착되는 전자장비와 기계장치류는 집중질량(CONM2)으로 표현하였다. 모델의 x좌표축은 함의 좌우방향(athwartship)을, y축은 전후방향(fore & aft)을, z축은 수직방향(vertical)을 각각 나타낸다.

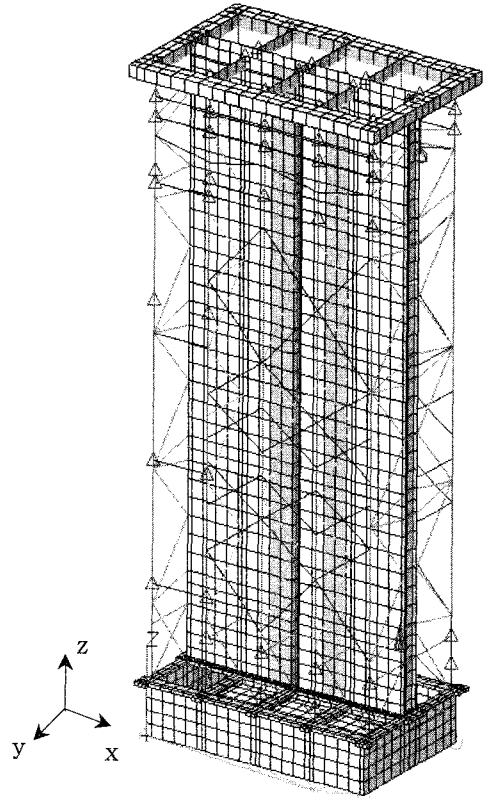


Fig. 1 Finite element model of equipment

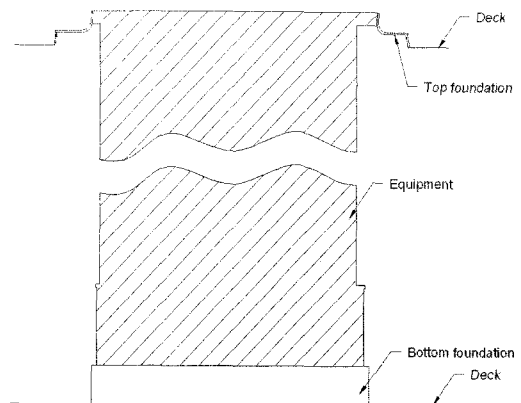


Fig. 2 Ship installation configuration of equipment

Fig. 2는 장비와 선체의 연결 구조를 나타낸 것이다. 장비 하부는 갑판에 용접된 스틸 구조물인 하부 받침대에 볼트를 사용하여 고정되며, Fig. 3은 하부

받침대 형상이다. 장비 상부는 얇은 강판(두께: 19 mm)의 상부 받침대에 의해 함 갑판과 연결되며, 장비와 상부 받침대는 볼트로 상부 받침대와 함 갑판은 용접으로 고정된다.

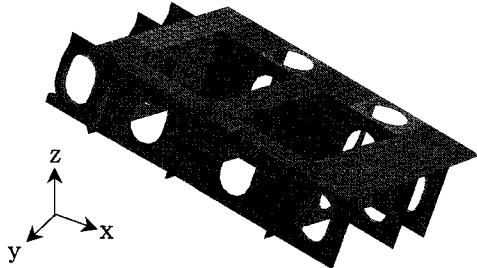
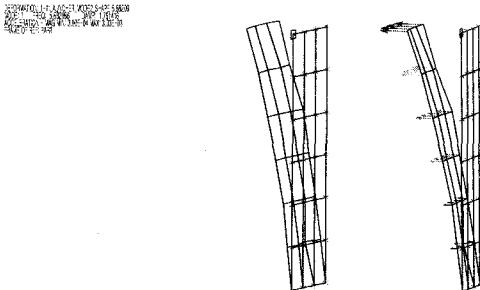


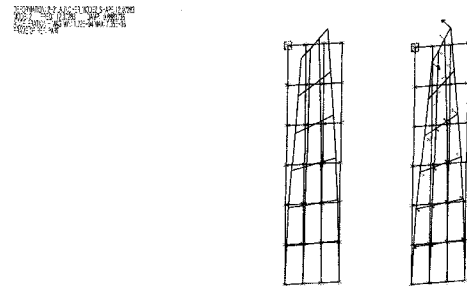
Fig. 3 Bottom foundation

Table 1 Comparison of results between modal test and modal analysis

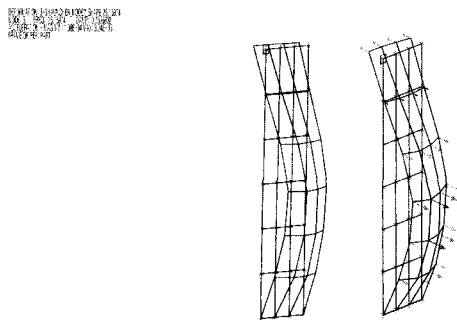
Mode No.	Frequency (Hz)		Remarks
	Modal test	Modal analysis	
1	5.68	6.752	1st bending
2	12.07	11.25	Twisting
3	26.16	26.847	2nd bending



(a) 1st mode shape

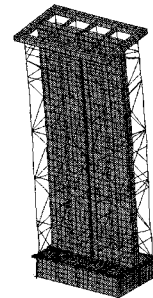


(b) 2nd mode shape

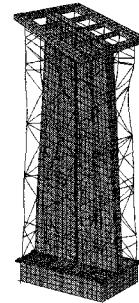


(c) 3rd mode shape

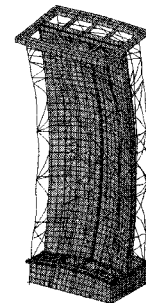
Fig. 4 Mode shape(modal test)



(a) 1st mode shape



(b) 2nd mode shape



(c) 3rd mode shape

Fig. 5 Mode shape(modal analysis)

### 3.2 해석모델 검증

해석모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 장비를 직접 해머로 가진하는 모드시험을 수행하였다. 모드시험은 장비 하부의 하부 받침대 연결부를 바닥면에 볼트로 고정하고 장비 상부는 구속하지 않은 조건에 대해 실시하였으며 장비 상부를 PCB사의 충격해머(impact hammer)를 사용하여 가진하였다. 장비의 주요 부위에 가속도계(ENDEVCO사 모델명: 751-100)를 부착하여 응답특성을 계측하였으며, MTS사의 T-DAS를 이용하여 계측된 FRF(frequency response function)를 분석하였다. 구조물의 특성을 고려하여 200 Hz의 주파수까지만 분석하였다.

모드시험 결과와 해석모델을 이용한 모드해석 결과를 비교하기 위하여 해석모델의 경계조건을 모드시험과 동일한 조건으로 모드해석을 수행하였으며, Table 1은 시험결과와 해석결과를 비교한 것이다.

Table 1에서와 같이 모드 시험결과와 해석결과를 비교하면 1차 모드에서만 모드 시험 대비 약 16%의 오차를 보이고 2, 3차 모드에서는 7%이내의 오차를 보인다.

Fig. 4는 모드시험에서 획득한 주요 모드형상이며, Fig. 5는 모드해석에서 구한 모드형상이다.

## 4. 충격해석 조건 및 결과

### 4.1 해석 조건

DDAM 해석을 지원하는 범용 유한요소 프로그램으로서 국내에서는 ANSYS, MSC/NASTRAN이 널리 사용되는데 각 프로그램에 따라 고정기부 처리방법이 다르다.

ANASYS에서는 충격이 직접 전달되는 고정기부의 모든 절점(node)을 구속하지만, MSC/NASTRAN에서는 고정기부의 모든 절점을 강체요소(RBE2)를 사용하여 가상 충격점(support node)에 구속하는 방식을 사용한다<sup>(10)</sup>.

탑재장비의 구속조건에 따른 내충격 성능을 확인하기 위하여 충격해석은 MSC/NASTRAN을 사용하여 다음과 같이 다섯 가지 경우에 대해 수행하였으며 각각의 해석 Case는 다음과 같다.

- Case 1: 탑재장비의 상·하부 받침대 조립부를 고정하여 DDAM 해석 수행
  - 장비의 상·하부 받침대 조립부를 가상 충격점에 연결하여 구속

- Case 2: 상부 받침대를 스프링 요소(spring element)로 모델링한 후 DDAM 해석 수행
  - 장비의 하부 받침대 조립부와 상부 받침대중 함정 갑판 연결부를 가상 충격점에 연결
- Case 3: 상부 받침대를 셸 요소(CQUAD4)로 모델링한 후 DDAM 해석 수행
  - 장비의 하부 받침대 조립부와 상부 받침대중 함정 갑판 연결부를 가상 충격점에 연결

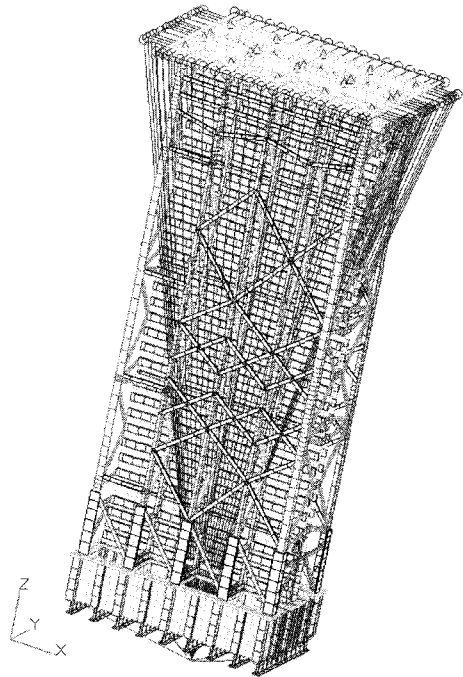


Fig. 6 Finite element model of Case 3

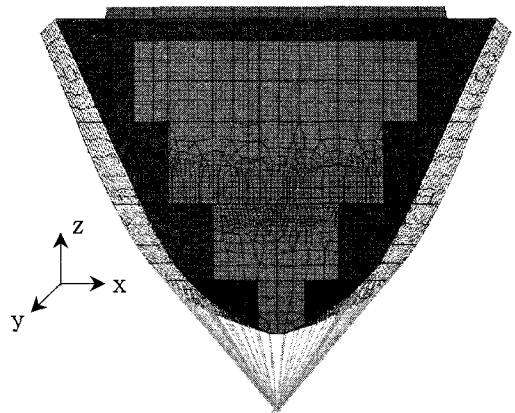


Fig. 7 Connection between ship structure and supporting node(Case 4)

- Case 4 : 탑재장비와 상·하부 받침대가 설치된 선체 구조물 해석모델에 대해 DDAM 해석 수행
  - 선체 구조물의 외판을 고정기부로 정의

Fig. 6은 해석 Case 3에 대한 유한요소모델을 도시한 것이며, Fig. 7은 선체 구조물과 가상 충격점을 강체요소로 모델링 한 것을 나타낸 것이다.

4.2 해석결과

장비의 모드해석은 각 방향별로 총 유효중량이 총 중량의 80% 이상이 되도록 모드를 고려하였다. Table 2는 해석 Case별 주요 주파수와 유효중량을 정리한 표이다. 표에서 Case 1은 차단 진동수 (cut-off

frequency, 250 Hz)<sup>(11)</sup>까지의 진동수를 고려하여도 y축의 총 유효중량이 총중량의 60%대 수준이기 때문에 해석에서 제외하였다.

각 해석 Case에 대한 DDAM을 사용한 장비의 응력해석 결과는 Table 3과 같다. 이들 응력은 각 모드별로 수행된 정적해석 결과를 식 (2)의 NRL sum 방법에 의해 합산된 결과로서 Von Mises응력을 사용하였다. Figs. 8 ~ 10은 함정의 상하방향(z축)으로 충격이 작용할 때의 각 해석 Case의 응력 분포도이며, 응력의 단위는 lb/in<sup>2</sup>이다

Case 2, 3의 결과는 모두 장비의 내충격 강도 기준인 2,530 kg/cm<sup>2</sup>(= 36,000 lb/in<sup>2</sup>)을 만족하며 최대 응력 발생부도 Case 4와 동일한 부위에서 나타나는 것을 알 수 있었다.

Table 2 DDAM analysis results for each case (natural frequency and modal effective weight)

Analysis case	Shock direction	Frequency (Hz)	Modal effective weight (kg)	Weight ratio <sup>1)</sup>
Case 1	x	27.7	1,738	80.9%
		58.1	3,138	
	y	25.3	7,321	69.2%
		67.6	825	
	z	99.6	1,560	84.8%
		101.5	2,569	
Case 2	x	11.3	9,639	83.5%
		50.7	1,301	
	y	19.4	10,965	84.4%
		43.2	710	
	z	53.7	12,478	82.5%
		101.5	2,569	
Case 3	x	27.6	6,389	83.4%
		52.1	2,859	
	y	24.8	7,630	84.9%
		67.4	845	
	z	65.3	12,498	82.3%
		101.5	2,569	
Case 4	x	24.3	3,780	82.6%
		26.8	64,141	
		37.4	3,840	
	y	24.3	78,927	92.1%
		26.8	4,366	
		52.1	60,589	
	z	43.8	1,733	82.8%
		52.1	60,589	
		52.7	6,605	

1) Weight ratio = total modal effective weight × 100/total weight (%)

Table 3 DDAM analysis results for each case (Von Mises stress) unit : kg/cm<sup>2</sup>(lb/in<sup>2</sup>)

Analysis case	x (athwartship)	y (fore & aft)	z (vertical)
Case 1	1,350 (19,200)	1,744 (24,800)	2,566 (36,500)
Case 2	1,434 (20,400)	2,186 (31,100)	2,404 (34,200)
Case 3	1,729 (24,600)	1,588 (22,600)	1,715 (24,400)
Case 4	1,448 (20,600)	1,097 (15,600)	1,940 (27,600)

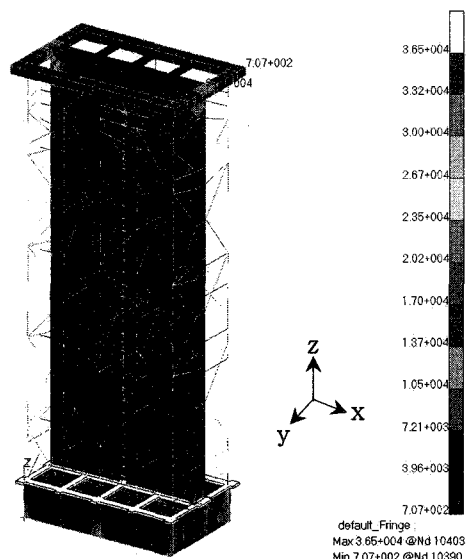


Fig. 8 Von Mises stress(Case 1, z-axis)

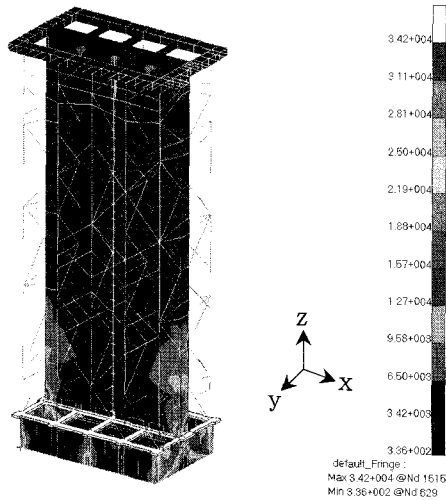


Fig. 9 Von Mises stress(Case 2, z-axis)

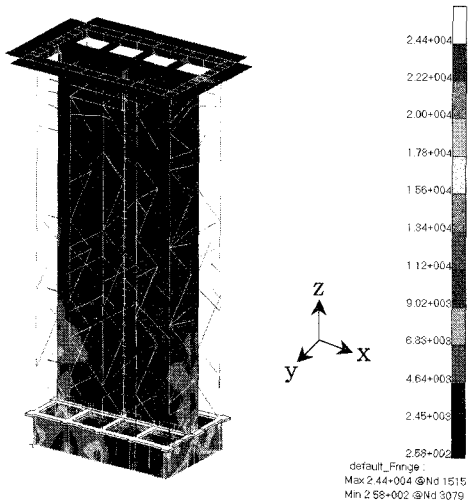


Fig. 10 Von Mises stress(Case 3, z-axis)

### 5. 결 론

여러 층의 갑판에 걸쳐 설치되고 상·하부 받침대를 사용하여 선체 구조물과 연결되는 대형 탑재장비의 내충격 성능 평가를 위한 충격해석 기법을 제안하기 위하여 네가지 해석 Case에 대한 충격해석을 수행하였다. 탑재장비의 유한요소모델에 대한 신뢰성을 확인하기 위하여 모드시험을 실시하였다.

탑재장비에 대한 정확한 해석결과를 얻기 위해서는 선체 구조물을 고려하여 충격해석을 수행하여야 한다. 그러나, 탑재장비가 설치될 함정이 설계단계이거나 상부 받침대에 대한 상세설계가 필요한 경우에

는 선체 구조물을 고려하지 않고 탑재장비와 상부 받침대만 고려하여도 신뢰성 있는 결과를 얻을 것으로 사료된다.

### 참 고 문 헌

- (1) Chung, J. H., 1998, "Performance Evaluation Methods for Shock-proof of Navy Shipboard Equipment", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 8, No. 1, pp. 21~28.
- (2) MIL-S-901D, 1989, "Shock Tests, H.I (high-impact) Shipboard Machinery, Equipment, and Systems, Requirement for".
- (3) Chung, J. H., 1998, "Review: Theoretical Background of Dynamic Design Analysis Method for Shock Proof of Naval Shipboard Equipment System", Proceedings of the Annual Spring Meeting, SNAK, pp. 401~405.
- (4) Ji, Y. J., 2000, "Dynamic Design Analysis Method for the Crane of the Naval Vessel", Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK, pp. 337~340.
- (5) Lee, S. M., 1998, "Shock Analysis of Main Engine Foundation of a Ship Using Dynamic Design Analysis Method", Proceedings of the Annual Spring Meeting, SNAK, pp. 351~354.
- (6) Park, B. W, 2001, "Shock Analysis of Mast Structures for LPX Ship", Report of ADD.
- (7) Philip, Y. Wu., 1989, "Computer Aided Engineering and Shock Analysis for the Foundation of a Modularized Vertical Launching System", Naval Engineers Journal, March, pp. 34~43.
- (8) Lussy, K., 2004, "OOO Shock Analysis", Report of United Defense, L. P.
- (9) Chung, N. H., 2005, "The Study on the Daynamic Structural Safety and Optimization of the Vertical Launching System of Warship", Report of Agency for Defense Development.
- (10) MSC Software, Busan Technical Center, 2005, "Dynamic Design Analysis Method".
- (11) Rudolph, J. S., 2000, "Naval Shock Analysis and Design", Booz-Allen and Hamiton, Inc.