

NASTRAN을 이용한 탑재장비 받침대의 내충격 해석

김경수* · 김재환** · 최승복** · 최병일*

*인하대학교 선박공학과

**인하대학교 기계공학과

A shock analysis of foundation by NASTRAN

KYUNG-SU KIM*, JEA-HWAN KIM**, SEUNG-BOK CHOI** AND BYUNG-IL CHOI*

*Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Inha University, Incheon, 402-751, Korea

**Dept. of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon, 402-751, Korea

KEY WORDS: Foundation 탑재장비, DDAM 동적 설계 해석방법, Finite elemnt method 유한요소법

ABSTRACT: In this paper, shock analysis was performed for coarse and fine mesh model using MSC/NASTRAN and ANSYS after substituting the foundation of deck mounted equipment of marine ship for mass-spring system. In order to determine input file in MSC/NASTRAN, dynamic response analysis was also performed using DDAM based on the calculation in the range of low frequency. It was confirmed that the coarse mesh model has the sufficient effective weight in a lower degree mode compared to fine mesh model.

1. 서 론

특정한 충격 운동 하에 놓여 있을 때 합정의 탑재장비나 장비 받침대와 같은 구조물은 정적 상태 하에서 나타나는 응력과 변형을 초과하여 발생한다. 정적 설계 방법을 대신하기 위해 개발된 동적설계해석방법(Dynamic Design Analysis Method, DDAM)은 여러 가지 탑재장비나 구조물의 내충격성을 평가하기 위하여 사용된다. 정적 해석은 동적 응답 해석에 대한 대안을 주지 못하고 있다. 장비의 크기나 중량 등의 문제로 충격 시험에 의한 내충격성 검증이 불가능한 경우, 혹은 설계 계약서 상에 충격 해석에 의한 내충격 설계를 요구하는 경우, DDAM을 사용하여 장비 또는 장비 받침대의 내충격성을 검증하여야 한다. DDAM의 모델이란 근본적으로 장비와 구조물을 등가 질량-탄성계(equivalent mass-elastic system)로 단순화하여 치환하는 것으로, 요구되는 강도수준은 주파수와 질량에 의한 스펙트럼 값들로 규정된다. 질량-탄성계의 운동 방정식을 설정하고 해를 구함으로써, 계의 각 질량과 구조요소(structural element)와 관련된 하중과 변위가 결정된다. 이러한 하중과 변위들을 사용하여 장비, 받침대 및 고정장치들의 여러 부품들의 응력과 변형을 구하고, 이들을 규정 허용치들과 비교하여 해석 품목들의 내충격 적합성을 평가한다.

본 연구논문에서는 탑재장비받침대와 탑재물의 모델을 등가 질량 탄성계로 치환하여 MSC/NASTRAN을 이용하여 계산하였다. 이들 계산되어진 결과는 고유값 문제의 해로서 모델의 mesh에 따라서 해석결과의 차이와 그 경향을 확인하였다.

충격 해석과정 5 단계는 다음과 같다.

- ① 문제의 정식화 단계(Problem Formulation Phase),
- ② 수학적 모델링 단계(Mathematical Modeling Phase),
- ③ 강성계수 계산 단계(Coefficient Computation Phase),
- ④ 동적 계산 단계(Dynamic Computation Phase)
- ⑤ 평가 단계(Evaluation Phase)

2. DDAM model

- 충격의 각 주 방향(수직, 전후, 좌우)은 따로따로 고려되며, 계산된 충격응력에 연속적으로 작용하는 응력이 부가된다.
 - 허용응력 기준은 Von-Mises 등가응력 또는 Octahedral 전단응력이다.
 - 충격응력, 연속작용응력의 조합응력과 허용응력을 비교함으로써 설계의 인정 여부가 결정된다.
- 단면에 부분적 소성변형이 허용될 때는, 재료의 유효항복강도가 파손 기준이 된다. 인장 응력이 σ , 전단응력 τ 일때, 유효 항복강도는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\sigma = \sigma_y + F(\sigma_u - \sigma_y) \quad (1)$$

$$\tau = 0.6\sigma \quad (2)$$

제1저자 김경수 연락처: 인하대학교 선박공학과

032-860-7341 ksukim@inha.ac.kr

- 이 식에서 σ_y 는 0.2% offset 항복강도, 탄성한계이며, σ_u 는 최종강도이다.
- F는 해석대상 부재의 재료가 사용될 때 효율을 고려한 계수이며 부재가 항복을 시작하는 하중과 완전히 항복하는데 필요한 하중을 비교함으로써 계산된다.
- 취성재료(인장시험에서 파단 될 때까지 연신율이 10% 미만인 재료)에서는 계수 F는 항상 0 이다. 이것은 가끔 초고장력강이나 주조재료(강, 알루미늄)에 도 적용된다.
- 소성변형이 전혀 허용되지 않는 곳에서도 F는 0 이 되어야 한다.
- 허용전단응력은 재료의 정적 항복강도 또는 유효항복강도의 60%이다. 허용 bearing 응력은 재료의 항복강도의 160%이다.

(1) 탄소성 충격설계치가 적용되는 Grade A 품목에 대한 허용설계응력

① 영구변형을 항복시 최대 탄성 변형의 2배 이내로 제한할 필요가 있을 때는 계산된 응력(탄소성해석)이 재료의 항복응력(0.2% offset)을 초과할 수 없으며, 전단응력은 정적항복응력의 60%를 초과할 수 없다. 평가에 사용되는 한계 탄소성 변형은 항복 변형의 2배로 한다. 변형이 문제시되는 곳에서는 탄소성 해석은 사용될 수 없다.

② 상당한 소성압힘이 허용되는 경우 재료의 정적항복응력의 200%를 초과하지 않는 압힘응력은 허용될 수 있다. 이 경우, 전단응력은 정적항복강도의 120%를 넘지 않는다. 축방향으로 작용하는 응력은 재료의 정적항복응력을 초과할 수 없다.

- 볼트와 같은 fastener의 찢김을 유발하는 전단하중이 작용하는 곳에서는 120%의 허용치가 적용되지 않으며, fastener 자체의 설계에도 이 기준은 적용되지 않는다. 200%, 120%의 허용응력 기준이 적용되는 곳에서는 연속적인 작용 응력(만일 존재한다면)도 충격응력과 같이 2배 하여 조합한다.

(2) 탄소성 충격설계치가 적용되는 Grade B 품목의 허용설계응력

① 관심부재의 소성압힘이 grade B 기준에 저촉되지 않음이 분명한 경우, 압힘응력을 고려할 필요가 없다는 점만 제외하면 grade A 품목에 적용되는 기준과 동일하다.

(3) 유한요소해석 응력

① 유한요소해석에서는 응력집중과 유사한 국부적 고응력 결과가 나타날 수 있다는 점에 주의한다. 이와 같은 경우, 허용응력 요구 조건을 적절히 결정하기 위해서는 공학적인 판단을 적용할 수 있다.

(4) 허용 볼트응력

① Mil-S-1222가 적용되는 볼트에서는 항복응력으로서 elastic proof stress가 고려될 수 있다. Mil-S-1222에 포함되지 않고 다른 재료로 만들어진 볼트에서는 재료의 정적 항복강도가 허용응력이다.

(5) Foundation에 대한 특수한 응력기준

① 치수가 충격에 의해 결정되는 foundation member의 무게를 최소화하기 위해, 125 lb 이상 되는 모든 grade A, B 급 기기, 장비류의 foundation에서 최소 1개 이상의

주부재에서는 최대 충격 응력이 허용 인장, 압축 또는 전단 응력의 75%를 (100 % 이내)초과할 수 있다.

Table 1 Flow chart for allowable Stress and Applied Design Levels

Gr	System	Allowable deformation	S/I	Allowable stress	Sect.
(A)	Bolts	No perm deform allowed	E	σ_{yield}^{*} (proof test)	6.10
		No perm deform allowed	E	$\sigma_{bending} = \sigma_{yield} \cdot \sigma$ $\sigma_{shear} = .6 \sigma_{eff}$ $\sigma_{bearing} = 1.6 \sigma_{yield}$	6.2
	Found.	Perm deform allowed	E P	$\sigma_{bending} = 2 \sigma_{yield}$ $\sigma_{shear} = 1.2 \sigma_{yield}$ $\sigma_{bearing} = 1.6 \sigma_{yield}$	6.3
		No perm deform allowed	E	$\sigma_{bending} = \sigma_{yield} \cdot \sigma$ $\sigma_{shear} = .6 \sigma_{eff}$ $\sigma_{bearing} = 1.6 \sigma_{yield}$	6.2
(B)	Found.	Perm deform allowed	E P	$\sigma_{bending} = \sigma_{ult}$ $\sigma_{shear} = 1.2 \sigma_{yield}$ $\sigma_{bearing} = 1.6 \sigma_{yield}$ <small>(limited buckling)</small>	6.4
		No perm deform allowed	E	σ_{yield}^{*} (proof test)	6.10
	Bolts	No perm deform allowed	E	σ_{yield}^{*} (proof test)	6.10

3. 해석방법

3.1 DDAM model 해석방법

(1) 문제의 정식화 단계

이 단계에서는 해석 대상 장비와 구조물의 충격 등급 및 받침대의 설치 위치 등으로부터 충격 설계치를 산정하고, 한계 진동수를 계산하여 위험 부위를 결정한다.

- ① 충격등급(Shock Grade)의 결정
- ② 장비 설치위치(Mounting Locations) - DDAM 해석을 위 충격 입력치의 범주를 결정하기 위하여 DDAM에서 사용되는 설치위치에 대한 분류와 정의는 다음과 같다:

- "선체구조 설치(Hull Mounted)"
- "갑판 설치(Deck Mounted)"
- "선체의외판 설치(Shell Mounted)"

③ 구조격벽에 설치된 품목에 대한 충격 설계치 결정

- 주 분할격벽
- 주 종격벽
- 기둥, 웨브늑골, 또는 다른 하중전달 부재를 대체하는 격벽
- 충격하중을 전달할 수 있을 것이라 간주되는 위치 하거나 조립된 격벽. 1/8인치보다 두껍고 외판이나 선저에 직접 부착되거나 격벽, 늑판 또는 선저에 부착된 기둥과 정렬된 격벽을 모두 포함한다.

④ 송수관 또는 배관 계통과 같은 소형 품목은 갑판설치 입력치를 사용한다.

③ 충격 설계치(Shock Design Values) 결정

- ④ 탄성 충격 설계치(Elastic Shock Design Values)
- ⑤ 탄소성 충격 설계치(Elastic-Plastic Shock Design Values)

(c) 변위에 민감한 장비 (Displacement-Critical Items)

(d) 고정장치 (Holddown/Locating Devices)

위의 분류기준에 알맞도록 결정한다.

④ 위험부위(Critical Areas) - 충격을 받는 장비 혹은 구조물이 항복(Failure)이 발생하기 쉬운 부분을 위험부위(Critical Area)라고 한다. 이러한 위험부위에 대하여 필요한 정보(응력, 변형)를 얻을 수 있도록 모델을 구성하여야

① 진동수 계산

② 예비 해석

③ 손상 이력

④ 유사 장비에 대한 충격시험 자료

위에 나열된 네가지 인자들을 이용하여 해석자의 판단을 사용하여야 한다.

(2) 수학적 모델링 단계

고려중인 장비 및 구조물의 동적 특성을 현저하게 나타낼 수 있도록 질량 및 구조요소(보, 스프링, 판 등) 계(system)를 구성하는 것이다. 충격하중의 각 주방향(수직방향, 종방향, 횡방향)에 대하여 독립적인 동적해석이 수행되고, 하중의 각 방향에 대한 품목의 충격저항이 독립적으로 평가된다. 것이다. 단일 방향의 응답해석을 위하여 충격 입력자료의 세 방향들 각각에 대한 각 수학적 모델이 요구될 수 있다. 다 방향 응답(Multi-Directional Response, MDR)해석이 수행된다면, 하나의 수학적 모델은 입력치의 세 방향 각각에 대한 해석을 만족시킬 것이다. 장비나 구조물이 특정한 방향으로의 입력 운동이 다른 방향으로도 현저한 응답을 주게 되는 경우 MDR해석이 요구된다.

수학적 모델링 단계에 대한 검토를 단순화

1. 기본 모델링 가정(Basic modeling assumptions)

2. 진동수 계산(Frequency calculations)

3. 집중 질량화(Mass lumping)

4. 질량 위치(Mass locations)

5. 구조 모델의 지정(Designation of structural model)

6. 특정한 모델링 기준(Special modeling criteria)

(3) 기본 모델링 가정 - 실제 구조물을 집중 질량과 선형 구조요소들의 선형계(linear system)로 단순화.

① 고정지지의 선택 - DDAM을 적용하는데 필요한 기본적인 가정은 고정지지의 선택이다. 고정지지는 충격운동이 설치된 장비나 구조물에 전달되는 방향으로 정지된 강체로 간주한다.

② 진동수 계산 - 이들 장비 부품들을 결정하는데 고정지지 고유진동수 계산을 사용한다. 이러한 부품들은 그들을 적절하게 모델하기 위해 개개의 질량 또는 질량들을 필요로 한다. 진동수(고정지지 진동수에 의해 근사적으로 될 수 있는)가 장비의 한계진동수 보다 낮을 경우 그러한 부품들은 모델링 될 수 있다.

(5) 집중질량화

① 모델은 가능한 단순하여야 한다. 장비나 구조물의 완전한 해석에 필요한 모든 정보를 얻을 수 있는 가장 간단한 모델을 사용하여야 한다.

② 높은 주파수의 부품들은 함께 집중화되어야 한다. 인접한 높은 주파수(한계진동수 이상의 주파수)의 부품들은 충격하중에서 하나의 강체로서 운동함으로써 하나의 단위로 해석될 수 있다는 사실에 기초하여 하나의 질량으로

결합한다.

③ 낮은 주파수의 부품들은 별도의 질량으로 나타낼 수 있다. 주파수가 한계진동수보다 낮은 위험 부품은 수학적 모델에서 하나 또는 다수의 질량으로 나타낼 수 있다.

이러한 부품의 고정지지 주파수를 결정하기 위하여 단순 지지된 균일 분포하중을 받는 보에 대한 고유 진동수 $f = B\sqrt{EIg/(wL^4)}$ 를 사용하면, 첫 번째, 두 번째 및 세 번째 모드에 대하여 각각 B값을 갖게 된다. 그러므로 장비에 대한 두개의 중요한 모드들의 응답의 영향이 적절하게 평가될 수 있게 하기 위하여 앞에서 언급한 축은 적어도 3개의 질량들로 모델링하여야 한다.

④ 충격 시험을 수행한 품목은 모델에 포함시켜야 한다. 보다 큰 장비의 일부인 충격 시험을 받을 수 있는 작은 품목들은 장비 DDAM의 일부로서 별도로 해석하기 보다는 충격 시험을 받아야 할 것이다. 이러한 품목들로서는 회전 속도계, 게이지 및 모터 등으로서, NAVSEA 규정에 따라 시험을 수행하면 작은 기구 부품들을 해석하는데 발생할 불확실성을 배제할 수 있다. 그들을 하나의 질량 또는 인접 질량들로 집중화할 수 있던지 간에, 고려중인 장비의 일부라면 충격 시험을 수행하여야 할 품목들은 모델링하여야 한다. 그러나 충격 시험을 받은 품목들을 충격 시험에 의하여 먼저 검증을 받지 않았다면 그들의 고정장치들의 적정성을 결정하는 정도까지만 응력 해석하여야 한다.

(6) 질점위치 - 집중된 질량들을 결정하고 나면 집중 질량들을 적절하게 배치하도록 하여야 한다.

높은 주파수의 부품들의 질량들을 합하여 하나의 질점에 위치하는 하나의 질량으로 고려한다. 질량점을 원점에 관하여 X좌표축에 배치시키기 위하여 다음의 공식이 사용된다.

$$\bar{X} = \frac{\sum(Wx)}{\sum W} \quad (3)$$

여기서, \bar{X} = X축을 따라 측정되어진 원점과 질량점 사이의 거리

W = 집중질량에 포함되어 있는 개개의 부품의 중량

x = X축을 따라 측정되어진 부품의 무게중심과 원점사이의 거리

같은 과정으로 질량점의 Y와 Z 좌표를 결정한다.

(7) 구조모델의 지정 - 하나의 품목의 구조모델(선형, 탄성, 수학적 묘사)은 품목이나 질량-스프링의 유한요소 묘사, 즉 집중 파라미터 표현이 될 수 있다.

3.2 FEM model 해석방법 (NASTRAN)

(1) modal 참여계수와 유효질량을 계산한다. 이를 위해서 질량과 강성으로 구성된 normal mode 해석용 모델을 준비한다. 또한 고려해야할 사항으로는

- 완전조건(free-free condition)

- 충격이 직접전달 되는점, 외판 질점등은 하나의 외부질점과 강제연결, 또한 6자유도계 모두 support card로 구속시킨다.

- 이는 NASTRAN의 가상지지(fictitious support)가 아님.

(2) input file

* input file 의 구성

- data를 어떤 solver를 사용해서 해석할지와 output file의 지정, dmap routine의 지정을 하는 execute control part.
- normal mode의 종류를 결정하고, SPC card를 지정하는 case control part.
- 모델의 geometric position을 지정하는 bulk part .
- NRL 방식의 spectral analysis와 kinetic energy , 유효질량의 참조 그 밖의 옵션을 설정하기위한 parameter card part. 가 있다.

* output file의 구성

- ***d.out4 : natural frequency, 참여계수, 모드질량등을 기록
- ***d.f06 : 고유진동수벡터, 참여계수행렬, 유효질량의 전체 질량에대한 비등을 포함

(3). 위에서 모델링된 geometry 와 case를 바탕으로 NACSHOK 라 불리는 alter file를 포함하는 routine를 통해 해석한다. 여기에서는 선박의 종류, 마운트조건 설계기준등을 설정하며 기본적으로 lb-ft 단위로 계산된다.

(4) DDAM motion 과 stress recovery의 계산
 계산된 하중을 바탕으로 정적해석을 한다. NASTRAN을 사용한다. 변위 와 응력등을 계산하게 된다.
 모델은 이전의 것을 그대로 사용하고 input data file을 다시 case에 맞도록 입력한다.

Pre/Post processor인 PATRAN과 processor인 NASTRAN을 이용하여 spring-mass system을 구성하였고 아래 그림과 같은 mode shape를 보이고있다

이 모델들의 데이터들은 NAVSHOCK 루틴을 수행한 결과값이 수록된 파일에 저장되어있고 마지막 단계의 NASTRAN해석 결과치는 변위와 응력이 기록이 되어있다.
 우선은 bracket과 bolting 되어있는 부분의 equivalent stiffnes를 산출하기 위하여 foundationd을 FEM model로 구성하였다.

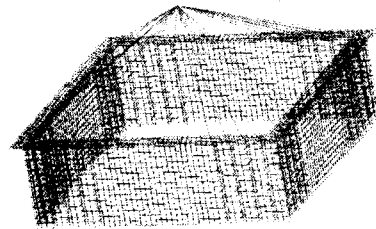


Fig. 1 Foundation의 FEM mode(fine mesh)

4. 결과

4.1 DDAM

Table 2 Material properties

구분	값
스프링 상수(k)	424.647×10 ⁶ lbs/in
중량(W)	45.263 lbs
angular frequency	8510 rad / sec
design velocity	V=39.752 in/sec
design accsleration	32.9 G's
절대가속도	D = (A) = 32.9 G's
유효정적하중	1489.15 lbs

(1) 스프링상수

3D FEM model로부터 산출한 각각의 equivalent stiffness

(2) 중량

foundation과 equipment의 중량

(3) angular frequency

$$\omega = \sqrt{(Kg/W)} \quad (4)$$

(4) 설계속도(V) , 설계가속도 Design Acceleration (A)

DDS-072-1로부터 유효중량 45.263 lbs에 대한 수직방향 충격, deck mount, 탄소성 설계값을 구한다.

(5) 절대가속도 D

D의 결정은 작은 값을 선택하도록 한다.

(6) 유효정적하중 F

$$F = WD \quad (5)$$

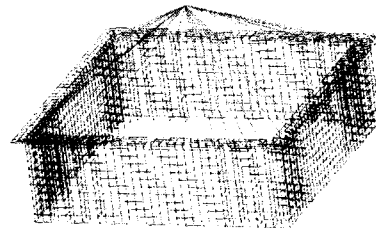


Fig. 2 Foundation의 FEM mode(coarse mesh)

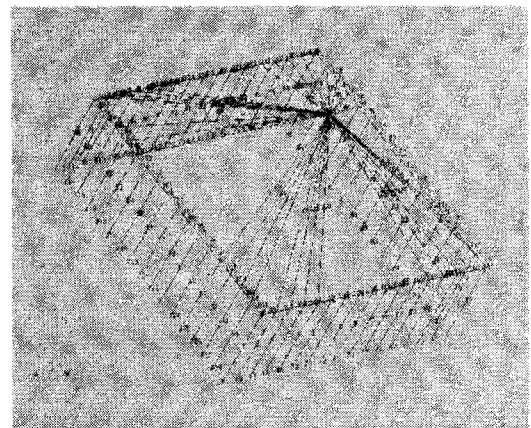


Fig. 3 Equivalent Spring-mass model by NASTRAN

4.2 NASTRAN

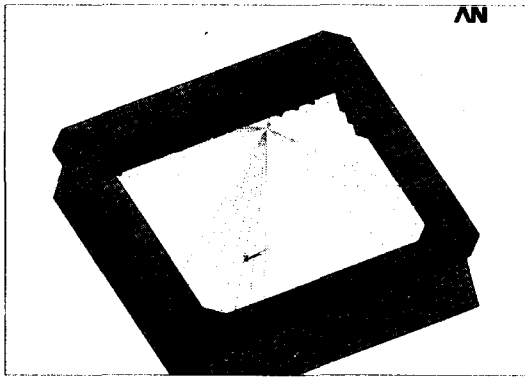


Fig. 4 FE Model (rigidbody element included/ANSYS)

Table 3 Weight of Equipment and Foundation

구조 요소	중 량 (SI단위)	질 량 (영국단위)	비 고
탑재물	5,186 kg	29,593 lb	단일 요소에 집중
받침대	1,373 kg	7,835 lb	
합 계	6,559 kg	37,428 lb	

(1) 모드별 참여계수 및 유효질량 계산

중· 횡방향의 경우, 고유모드 해석에서 산출할 고유모드 개수는 20개였으나, 0~250 Hz 영역에서 고유모드는 19개만이 산출되었다. 이때 각 방향 유효모드 질량 합은 실제 전체 질량의 89.64% 이상으로서, 모드 유효질량의 합이 전체 질량의 80%를 초과하므로 고유 모드의 추가 산출없이 해석을 진행할 수 있었다.

그러나, 수직방향의 경우 0~250 Hz 영역에서는 충분한 모드 질량 합계를 얻을 수 없었으므로, 0~550 Hz에서 60개의 고유모드로부터 전체 질량의 80%를 초과하는 모드 유효질량 합계를 얻을 수 있었다. 아래의 표는 각 방향별 모드 주파수별 유효중량 및 참여 계수를 나타내고 있다.

NASTRAN output data를 살펴보면(coarse mesh)

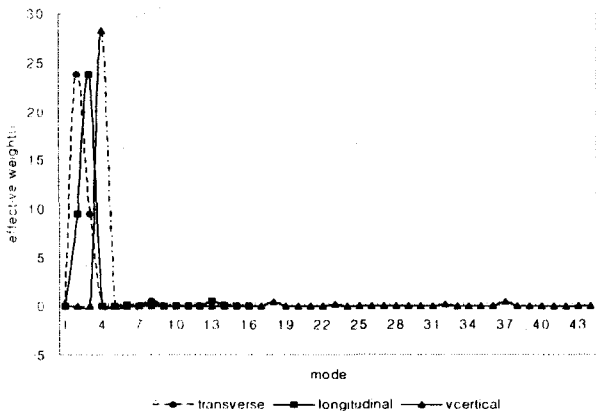


Fig. 5 Modal Effective Weight NASTRAN(coarse mesh)

횡방향 : 0~243.52 Hz , 15 차 모드
 종방향 : 0~243.52 Hz , 15 차 모드
 수직방향: 0~440.24 Hz , 44 차 모드

NASTRAN output data를 살펴보면(fine mesh)

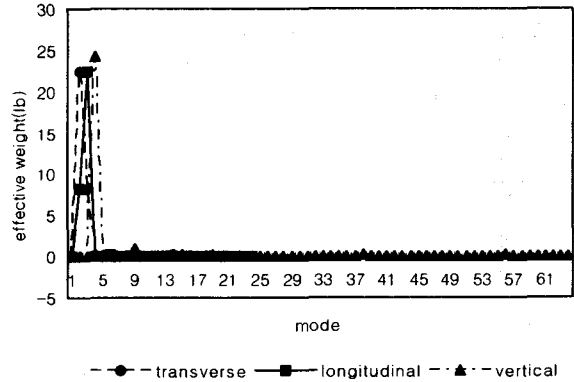


Fig. 6 Modal Effective Weight NASTRAN(fine mesh)

횡방향 : 0~248.98 Hz , 23 차 모드
 종방향 : 0~248.98 Hz , 23 차 모드
 수직방향: 0~554.37 Hz , 63 차 모드

ANSYS output data를 살펴보면

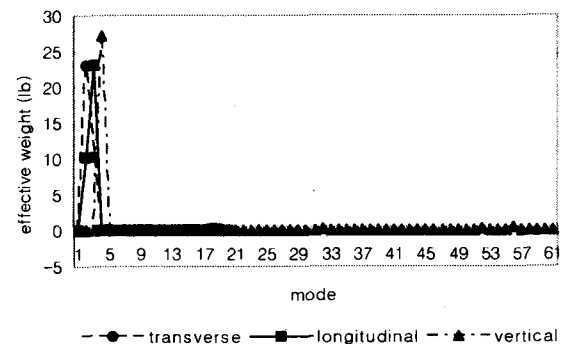


Fig. 7 Modal Effective Weight ANSYS

횡방향 : 0~232.4 Hz , 19 차 모드
 종방향 : 0~232.4 Hz , 19 차 모드
 수직방향: 0~538.09 Hz , 60 차 모드

(2) 모드 주파수별 모드 유효 질량

질량 모델은 단일 요소로 되어 있으며, 그 질량이 전체 질량의 대부분을 차지하고 있으므로, 모드 유효 질량 또한 하나의 모드 주파수에 대해 지배적으로 나타나는 것을 예상할 수 있었다. 모드 주파수별 유효 질량은 다음과 같이 나타났다.

(3) 충격응답 해석 및 평가

중, 횡, 수직 방향에 대한 DDAM 충격해석으로부터 산출된 동가응력을 위에 나타내었다.

표에서 보는 바와 같이 받침대 구조에 대하여 충격설계치를 적용하여 DDAM 해석을 수행한 결과, 모든 충격하중 조건에서 허용응력 기준을 만족하고 있음을 확인할 수 있다. 또한,

해석결과 최대 응력치가 29.00 kg/mm²으로 항복응력의 80.56% 이다. 그러므로 항복응력의 75% 이상을 요구하는 강도 기준을 만족함을 보여주고 있다.

Table 4 Ultimate stress and Safety ratio of Foundation(NASTRAN:coarse)

응 력	충격하중 방향	최대값		항복응력 kg/mm ²	안전율
		lb/in ²	kg/mm ²		
등가응력	종 방 향	19,841	13.96	36.0	2.58
	횡 방 향	19,841	13.96		2.58
	수직방향	39,152	27.56		1.31

Table 5 Ultimate stress and Safety ratio of Foundation(NASTRAN:Fine)

응 력	충격하중 방향	최대값		항복응력 kg/mm ²	안전율
		lb/in ²	kg/mm ²		
등가응력	종 방 향	22,417	15.77	36.0	2.28
	횡 방 향	22,417	15.77		2.28
	수직방향	42,152	29.66		1.21

Table 6 Ultimate stress and Safety ratio of Foundation(ANSYS)

응 력	충격하중 방향	최대값		항복응력 kg/mm ²	안전율
		lb/in ²	kg/mm ²		
등가응력	종 방 향	21,922	15.43	36.0	2.33
	횡 방 향	21,922	15.43		2.33
	수직방향	41,216	29.00		1.24

DDAM 해석 결과, 모든 충격하중 조건(종, 횡, 수직 방향)에서 허용 응력 기준을 만족하고 있으므로 본함에 탑재되는 받침대 구조는 그 설계와 배치가 타당하며, 수중폭발에 대한 내충격 성능을 만족한다는 결론을 내릴 수 있다.

5. 결론

ANSYS 의 계산 결과와 NASTRAN으로 모델링하여 해석한 결과가 비교적 유사한 eignvalue 와 유효모드 질량의 분포를 가지는 것을 확인 할 수 있다. 그러나 DDAM은 선형이라는 것과 특정한 장비 이외에는 집중질량으로 치환을 하여 계산을 수행하기 때문에 rough한 계산값을 가지게 되므로 실제와 다른 결과를 얻게된다. MSC/NASTRAN으로 fine mesh model 을 해석한 연산 값과 coarse mesh model 을 해석한 연산 값이 유사한 결과를 얻었지만 실제모델과 가깝게 fine mesh로 modeling 할 경우 더 높은 주파수에서 충분한 유효중량을 얻는 결과를 볼 수 있었다. DDAM 모델링에서는 coarse mesh로 모델링 할 경우, fine mesh 모델링 보다 작은 모드수를 가지고 충분한 유효질량을 확보할 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구(1999-2-304-005-3)지원으로 수행되었음

참고문헌

- Belsheim, R.O. and O'Hara, G.J. (1961). "Shock Design of Shipboard Equipment-Dynamic Design Analysis Method", Dept. of Navy NavShips Publication 250-423-30.
- Remmers, G.M. (1982). "Evolution of Spectral Techniques in Navy Shock Design", Shock and Vibration Bulletin 53.
- Remmers, G.M., O'Hara, G.J. and Cunniff (1996). "Review : Dynamic Design Analysis Method", Shock and Vibration, Vol.3.
- O'Hara, G.J. (1958). "Effect upon Shock Spectra of the Dynamic Reaction of Structures", NRL Report 5236.
- O'Hara, G.J. and Cunniff, P.F. (1985). "The Shock Spectrum Dip Effect", J. of Sound and Vibration, Vol.103, No.3,