

압력용기 지지구조물의 구조최적화 연구

Structural Optimization Study about Support Structure of Pressure Container

김창식*

Kim, Chang-Sik

ABSTRACT

In this study we performed topology optimization and size optimization about support structure of pressure container which is installed in a Common Bed. The optimization study shows that structure weight optimization results can be applied to navy ship. The topology optimization is performed by static load, homogenization and optimality criteria method and size optimization is performed by SOL200 of NASTRAN.

주요기술용어(주제어) : Pressure Container(압력용기), Support Structure(지지구조물), Topology(위상최적화), Size Optimization(치수최적화)

1. 서론

잠수함과 같은 함정에서는 함내에서 발생하는 진동 및 소음의 감소와 함외부에서 전달되는 수중 충격의 감소를 위해 특수설계된 베드를 사용한다. 이 베드 위에 설치되는 모든 장비의 진동, 소음, 충격기준은 베드를 거쳐 다소 감소된 기준이 적용됨에 따라 장비의 선정 폭이 넓어지는 장점이 있다.

그러나, 충격기준의 경우 베드로 인해 다소 감소는 되었지만 상용장비에 적용되는 기준과 비교하면 여전히 3~10배의 가혹한 조건이 적용됨에 따라, 결국 장비설계시 지지구조물의 과도한 설계가 진행되고 있다. 하지만, 함의 측면에서 지지구조물의 무게는 전체 함의 중량, 속도 등에 관계되는 인자로 경량화를 위

한 다양한 연구가 진행되고 있다.

함의 중량은 초기 설계요구조전에서 함의 속력과 함께 결정되어지며, 결정된 함의 속력을 기준으로 추진기관의 용량이 결정된다. 함정의 중량은 크게 선체, 추진기관, 전기장비 등으로 구성되며, 설계시는 대략 2~6%정도의 여유분을 가지고 설계를 시작하여 장비 개발 완료시까지 지속적인 수정, 보완의 절차를 거쳐 최종 함의 중량이 결정되는 일련의 과정을 거치게 된다.

함의 중량감소의 효과는 크게 2가지로 나누어 생각해 볼 수 있다. 첫째, 중량을 초과하지 않는 범위에서 무장 탑재의 여유를 가질 수 있다. 둘째, 탱크의 용량을 축소하여 함형을 축소할 수 있다. 함형의 축소는 함정의 주요 저항인 마찰저항의 감소를 야기하여 동일 추진기관 용량으로 높은 함의 속력을 얻을 수 있다.

구조물 최적화는 설계변수에 따라 치수, 형상 그리고 위상최적설계로 나누어진다. 즉, 설계변수가 부재

* 2005년 3월 21일 접수~2005년 6월 7일 게재승인

* 국방과학연구소(ADD)

주저자 이메일 : changsik@add.re.kr

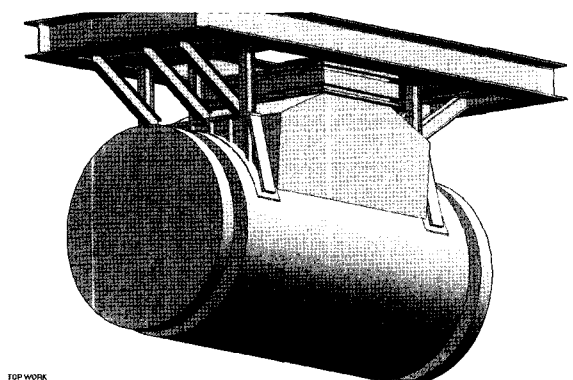
단면의 크기이면 치수, 구조부재 절점의 공간상 위치이면 형상, 부재들의 연결관계와 부재, 절점, 지지점의 수이면 위상변수로 분류되어진다. 트러스 구조물의 경우^[1], 치수설계에서는 부재 단면적의 크기를 결정하고, 형상설계에서는 절점의 좌표를 결정하며, 위상설계에서는 절점간을 연결하는 부재의 유무를 결정하는 문제이다.

특히 위상 최적화는 초기 형상이 결정되지 않은 구조물의 개념설계에 적용될 수 있다. 따라서 구조물의 설계 초기에 위상 최적화 기법에 의해 최적의 위상을 구하고, 상세 설계 단계에서 기존의 치수 및 형상 최적화 기법을 이용하여 구조물의 두께 또는 형상 치수 등을 결정함으로써 최적설계를 수행할 수 있다.

위상최적화에 균질화법^[2]을 이용하는 방법은 물체를 수 많은 구멍들을 가지고 있는 미세구조로 가정하여, 최적의 구조적 성능을 발휘하는 구멍들의 분포를 찾는다. 구멍의 크기와 재료상수와의 관계는 균질화법에 의해 구해지고, 최적화 알고리즘으로는 최적조건(optimality criteria)법^[3,4]을 사용한다.

본 연구에서는 재료의 강성행렬을 만드는 과정에서 균질화법을, 설계변수의 최적화에 최적조건법을 사용하였다.

치수최적설계는 위상최적설계와는 달리 상용 소프트웨어의 발전으로 널리 사용되어지고 있는 ANSYS^[5], NASTRAN^[6]등에서 지원하고 있다. 본 논문에서는 NASTRAN의 SOL200을 사용하였으며, 최적화방법은 순차선형계획법(Sequential Linear Programming)이 사용되었다.



TOP WORK

[그림 1] 압력용기 장착 형상

본 논문은 그림 1과 같이 베드에 장착되는 압력용기의 지지구조물을 위상최적화를 통해 구조물의 최적 위상을 결정하고 치수최적화를 통해 상세 치수를 제시하여 함내의 경량화를 위한 구조최적화의 적용성을 검증하였다. 설계과정상 구조해석이 이루어진후 피로, 진동 및 충격에 대한 해석을 완료하여 구조건전성을 입증하여야 하나 본 논문에서는 제외되었으며 이 부분에 대하여는 추후 지속적인 연구가 이루어질 예정이다.

2. 기본 이론

가. 균질화법

각 요소마다 주기성(periodicity)을 가지고 있다고 가정하면, 이들을 그림 2와 같은 단위요소(unit cell)로 나타낼 수 있다. 여기서 지시함수(indicator function)를 $X(x)$ 라고 하면 지시함수는 다음과 같다.

$$X(x) = \begin{cases} 1 & \text{if } a=b=0 : \text{material} \\ 0 & \text{if } a=b=1 : \text{no material} \end{cases} \quad (1)$$

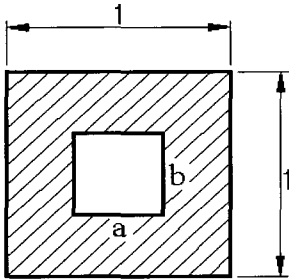
즉 단위요소에서 $a=b=1$ 이면 물질이 비어 있는 것이고, $a=b=0$ 이면 물질이 채워져 있는 것으로 본다. 이 단위요소를 유한요소해석을 하여 등가균질재료상수를 구하는 것을 균질화법이라 하며, 모든 등가균질재료상수의 미지수들은 각 요소들을 단위요소로 가정함에 따라 a 와 b 값에 의해 결정된다.

등가균질재료상수를 가지고 해석하는 방법은 중간값을 가지는 요소에 대한 체계적이고 합리적인 해석을 가능하게 한다. 하지만, 해석시간 단축을 위해 거시구조로 밀도를 설계변수로 단순화하여 재료의 물성치와의 관계를 밀도의 함수로 가정한 가상재료(artificial material)^[7]를 사용하였다.

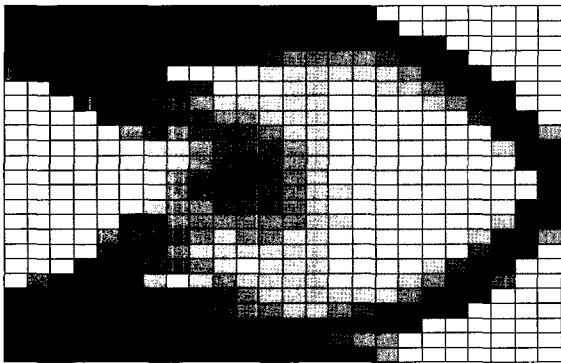
가상재료에서는 재료의 물성치는 밀도와 비례한다고 가정하였다. 그러나 선형비례로 가정하게되면 밀도가 0에서 1사이의 중간값들이 많이 발생한다. 이 중간값이 발생하는 지역은 제품을 생산할 때 동일한 재료를 사용할 수 없고 물성치를 변화시켜야 하는 단점이 있다. 따라서 중간값을 가지는 밀도의 생성을 억

제하기 위해 재료의 물성치와 밀도 사이의 관계에 비선형성을 지수 n 을 도입함으로 구현된다.

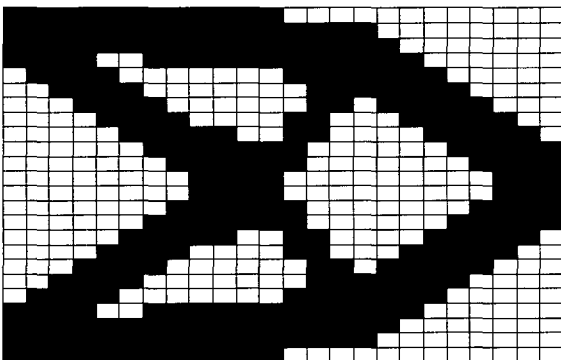
$$\frac{E_i}{E_0} = \rho^n \quad (2)$$



[그림 2] Unit cell



(a) topology using homogenization method



(b) topology using artificial material

[그림 3] Comparison of two methods

지수 n 의 값이 커질수록 재료상수가 0과 1로 양극화가 크게 발생하여 일반적으로 n 은 2에서 4 정도의 값을 사용하는데 n 에 2의 값을 사용하게 되면 0과 1의 양극화가 약하게 나타나고, 4의 값을 사용하게 되면 양극화가 너무 심하게 나타난다.

그림 3의 (a)와 (b)에 등가균질재료상수를 사용한 결과와 가상재료를 사용한 결과를 비교하였다. n 의 값이 1일 때가 그림 3의 (a)이며, n 의 값이 3일 때가 그림 3의 (b)이다. 거시적인 측면에서 볼 때 가상재료를 사용하는 것이 좋은 결과를 나타낸다.

본 논문에서는 지수 n 의 값을 수렴성에 문제가 없으며 위상에 영향을 주지 않는 3의 값을 균일하게 사용하였다.

나. 최적조건법

최적조건법(optimality criteria method)이란 라그랑지승수(Lagrange multiplier)를 도입하여 제약조건문제를 비제약조건문제로 변환하고, 변분법을 이용하여 최적조건을 찾아내는 방법이다. 최적조건(optimality condition)을 만족시키도록 밀도분포와 부피분율을 교대로 개선하여 해를 구하는 것이다. 밀도분포를 개선하기 위해서는 유한요소법을 이용하여 수치적으로 설계변수의 민감도 정보를 구하고, 이 정보를 가지고 밀도분포를 개선시키는 개선알고리즘 I과 부피분율을 유지시키면서 밀도분포를 개선시키는 개선알고리즘 II로 구성되어 진다.

개선알고리즘에 사용된 설계변수 a 에 관한 항은 다음과 같다.

$$a_{k+1} = \begin{cases} \min\{(1+\zeta)a_k^*, 1\} & \text{if } a_k^*(E_k^*) \leq \max\{(1-\zeta)a_k^*, 0\} \\ a_k^*(E_k^*)^\eta & \text{if } \max\{(1-\zeta)a_k^*, 0\} < a_k^*(E_k^*) < \min\{(1+\zeta)a_k^*, 1\} \\ \max\{(1-\zeta)a_k^*, 0\} & \text{if } \min\{(1+\zeta)a_k^*, 1\} \leq a_k^*(E_k^*) \end{cases} \quad (3)$$

여기서 E_k^* 는 민감도 정보, ζ 는 이동한계 그리고 η 는 가중인자를 말한다.

식 (3)에서 보이는 것과 같이 설계변수 a 와 b 에 대하여 밀도분포를 개선시킬 때 사용되는 ζ 는 이동한계(move limit)라 하여 알고리즘의 수렴속도와 관계를 하며, μ 는 가중인자(weighting factor)로서 알

고리즘의 안정성과 관계를 하고 있다. 여기서는 각 실험에서 같은 값을 사용하였고 수렴속도와 안정성에 문제가 없는 이동한계는 0.02, 가중인자는 1.0을 사용하였다.

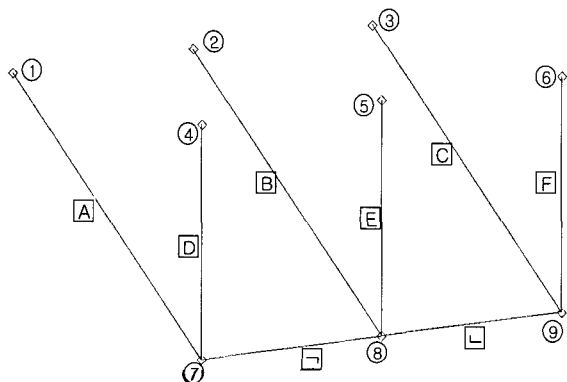
부피분율을 유지시키는 개선알고리즘 II로는 이동분법(bisection method)를 사용하였다. 이 이동분법은 민감도 정보 등 다른 정보를 사용하지 않으므로 적용이 단순하다는 장점이 있다.

3. 유한요소 해석

그림 1과 같이 압력용기 지지구조물의 좌우측이 대칭으로 설치되어 압력용기를 지지하므로 좌측 지지구조물을 모델링(그림 4)하여 초기형상에 대한 유한요소 해석을 수행하였다.

구속조건으로는 베드와 연결된 지지구조물의 상부 절점(①~⑥)은 베드와 용접되는 부분으로 완전 지지(clamped)하였으며, 하부 절점(⑦~⑨)은 내압탱크와 연결되는 부분으로 내압탱크를 강체로 가정하여 두 절점간의 자유도에 상관관계를 설정하는 MPC (Multi-Point Constraint; □, □)를 사용하였다. MPC 조건은 식 (4)을 만족하는 절점자유도들이 서로 독립적이지 않은 일정한 관계 즉, 구속조건을 갖는 것을 의미한다.

$$\sum_i A_i u_i = 0 \tag{4}$$



[그림 4] 초기 형상 모델링

예를 들어 “ $A_1=1, A_2=-1$ ”이면 “ $u_1-u_2=0$ ”의 관계가 성립되며, 이것은 “ $u_1=u_2$ ”를 의미한다. 즉, u_1 은 자유도 u_2 만 결정되면 자동적으로 정해지는 것이다.

하중조건은 합내로 전달되는 동하중을 최적화 프로그램의 구조해석에 적용하게 되면, 최적화 프로그램의 순환루프안에 동하중계산의 순환루프가 포함되어, 이중 순환구조를 가지게 된다. 따라서, 동하중을 등가정하중^[8]으로 변환하여 계산 과정을 단순화하였다. 등가정하중의 계산과정은 해석대상의 고유진동수(f_N)를 해석한 후 동하중의 타입에 따른 동적확대계수(D)를 그림 5를 이용하여 구한다.

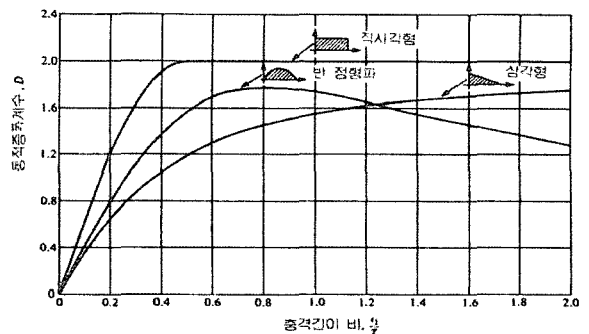
그림 5에서 횡방향 변수가 충격길이 비로 입력 동하중 주기(t_1)과 해석된 고유진동수(f_N) 또는 주기(T)의 비로 계산되어지며, 등가정하중은 다음의 식(5)로 구해진다.

$$\text{등가정하중} = \text{동하중} * \text{동적충격계수} \tag{5}$$

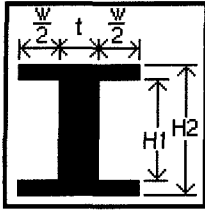
본 연구에서는 동적하중을 3g로 가정하였으며, 반정형파의 충격길이 비가 0.83임에 따라 동적충격계수 1.53을 구하여, 등가정하중으로 4.59g를 사용하였으며, 각 절점에 분포하중의 형태로 가하였다.

지지구조물(A~F)에는 빔(BEAM)요소를 사용하였고, 일반탄소강을 기준으로 하였으며, 입력상수로는 NASTRAN에서 지원하는 Beam Library II 요소를 기준으로 폭(W) 80mm, 두께(t) 20mm, 전체높이(H2) 150mm, 안쪽높이(H1) 110mm가 사용되었다.

초기형상 해석결과를 표 1에 정리하였다. 일반탄소강의 최대허용응력(165MPa)과 비교해 볼때 최대응력



[그림 5] 충격에 대한 변위-응답스펙트럼



[그림 6] Beam Property

[표 1] 초기형상 유한요소해석 결과

항 목	결 과	비 고
Axial Stress (Pa)	$2.284 \times 10^{+6}$	수직부재
	$5.448 \times 10^{+7}$	대각선부재
x-dis. (mm)	5.27×10^{-1}	
y-dis. (mm)	1.47×10^{-2}	
z-dis. (mm)	8.94×10^{-3}	

이 허용응력 이하의 값이므로 구조적으로 안전한 것으로 판단된다.

4. 위상최적설계

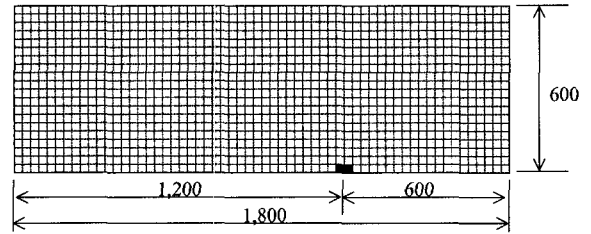
지지구조물이 3차원의 형상을 가지고 있지만 형상을 단순화시킬때 위상최적화의 값이 더욱 유용한 값이 나오기 때문에 3차원 형상을 2차원화하여 해석을 수행하였으며, 베드에서 내려보는 X-Z평면은 X-Y평면과 Y-Z평면의 결과를 토대로 생성 가능하여 고려 대상에서 제외시켰다.

압력용기의 지지구조물 X-Y평면에 대해 그림 7과 같이 가로방향으로 60개, 세로방향으로 20개, 총 1,200개의 요소를 사용하였으며, 부피분율은 30%를 사용한 경우로 설계영역을 정의하고 위상최적화를 진행하였으며, Y-Z평면에 대해 그림 8과 같이 가로방향 54개, 세로방향 20개, 총 1,080개 요소를 사용하였다.

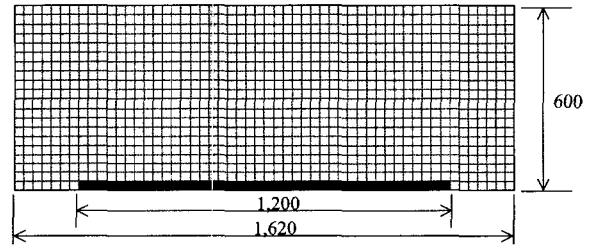
위상최적화시 자주 발생하는 문제중의 하나가 바둑판 무늬의 불안정한 해를 도출하는 것인데, 이는 해석하기가 불가능하다. 이는 4절점 요소 사용시 발생

하며, 이를 해결하는 방법으로 밀도 재분배 알고리즘을 추가하는 방법과 8절점 요소를 사용하는 방법이 가장 널리 제안되고 있다.

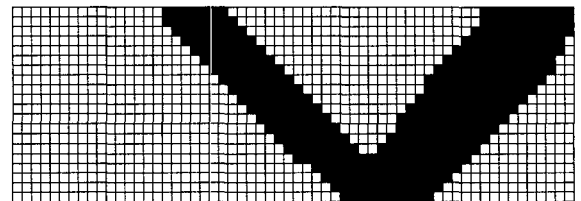
본 연구에서는 특별한 알고리즘 추가없이 해석에 요구되는 구조물 해석시 요구되는 계산비용은 증가되지만 위상최적화 해의 신뢰성 및 판독성을 증가시킬 수 있는 8절점요소를 전체적으로 사용하였다.



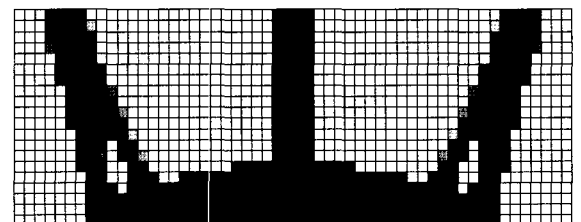
[그림 7] 초기 설계 영역(X-Y평면)



[그림 8] 초기 설계 영역(Y-Z평면)



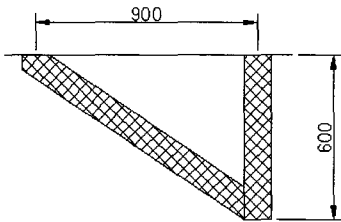
[그림 9] 위상최적화 결과(X-Y평면)



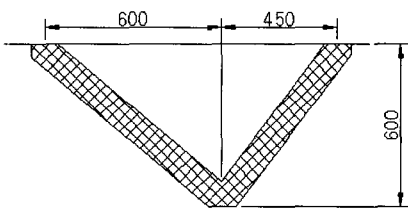
[그림 10] 위상최적화 결과(Y-Z평면)

위상최적화의 결과를 그림 9, 10에 나타내었다. 전체 포텐셜에너지가 0.884744에서 0.186947로 78.9% 감소하였으며, 초기 요소의 개수가 1,200개, 1,080개에서 각각 360개, 324개로 부피분을 30%를 만족하였다.

초기 형상과 위상최적화 결과와의 비교를 위해 그림 11, 12로 정리하였다.

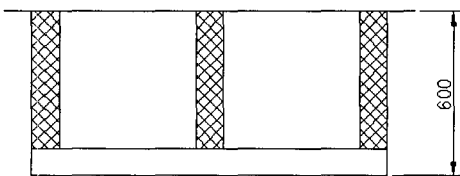


(a) 초기 형상

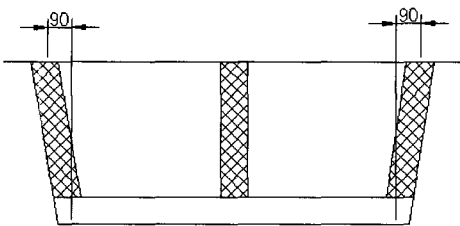


(b) 위상최적화 결과

[그림 11] 위상최적화 결과 비교 (X-Y평면)



(a) 초기 형상



(b) 위상최적화 결과

[그림 12] 위상최적화 결과 비교 (Y-Z평면)

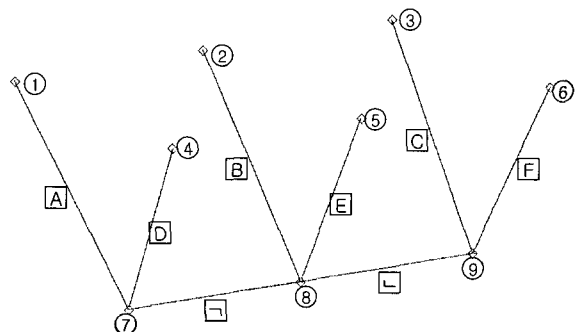
X-Y평면의 초기 형상은 수직하중을 위한 직각부재와 횡하중 지지를 위한 버팀부재로 구성되었다. 위상최적화 결과는 수직하중과 횡하중을 동시에 받는 지지구조의 구성을 보였으며, 상부지지부의 중심을 기준으로 직각부재는 450mm, 버팀부재는 300mm 우측으로 이동하였다.

Y-Z평면은 초기 형상에서 바깥쪽 두 부재가 직각하중 뿐만이 아니라 Y방향 하중을 같이 받는 지지구조를 보였으며 상부지지부 중심을 기준으로 외측으로 90mm씩 이동한 것을 볼 수 있다.

5. 치수최적설계

위상최적화된 결과를 토대로 그림 13와 같이 유한요소 모델링을 수행하였으며, 해석은 NASTRAN^[7] 2005의 SOL200을 사용하였다. 구속조건 및 하중조건은 3절의 초기형상 유한요소 해석과 동일한 조건을 사용하였으며, 최적화방법으로는 제한된 문제에 실패로 빠른 접근을 보장하는 순차선형계획법(Sequential Linear Programming)을 이용하였다.

치수최적화를 위한 목적함수는 무게 최소화를 선정하였으며, 구속조건으로는 각 부재의 최대허용응력인 165MPa를 기준으로 하였다. 그림 6의 빔요소의 단면계수에서 설계변수는 수평 및 수직 부재의 두께(t, H1)를 선정하였으며, 입력상수로는 그림 1의 초기 형상에 사용된 수치를 기준으로 폭(W)이 80mm, 높이(H2)가 150mm가 사용되었다. 목적함수, 설계변수, 설계변수와 형상변수 관계, 구속조건 및 최적화



[그림 13] 유한요소 모델링

[표 2] 치수최적화 결과

	T	H1	목적함수
Initial	20.000	110.00	3,005
1	14.476	108.22	2,673
2	12.974	105.48	2,670
3	12.974	105.48	2,670

```
DESOBJ(MIN)=1
DRESP1,1,W,WEIGHT
```

(a) 목적함수 정의

```
$ T
DESVAR,1,T:2,20,,1,50,,1.
$ H1
DESVAR,2,H1:3,110,,1,200,,1.
```

(b) 설계변수 정의

```
DVPREL1,2,PBARL,1,DIM2
,1,1.
DVPREL1,3,PBARL,1,DIM3
,2,1.
```

(c) 설계변수와 형상변수 관계 정의

```
DRESP1,2,STR4,STRESS,ELEM,,6,,1
DCONSTR,1,2,-165000.,165000.
```

(d) 구속조건 정의

```
DOPTPRM,METHOD,2,DESMAX,100
```

(e) 최적화 방법 정의

[그림 14] NASTRAN Input Data

방법을 입력화일에 정의하는 방법을 그림 14에 수록하였다.

표 2에 치수최적화의 결과를 정리하였다. 수직부재의 두께(t)가 감소한 반면 수평부재의 두께(H2-H1)은 다소 상승한 결과를 얻었다. 즉, BEAM 단면에서 수직부재 두께의 감소가 BEAM의 관성모멘트를 증가시키는 방향으로 진행되었다. 목적함수인 무게는

[표 3] 최적 형상의 유한요소 해석 결과

항 목	결 과	비 고
Axial Stress (Pa)	1.348×10 ¹⁸	수직부재
	1.616×10 ¹⁸	대각선부재
x-dis. (mm)	9.04×10 ⁻¹	
y-dis. (mm)	1.04×10 ⁻²	
z-dis. (mm)	2.93×10 ⁻³	

3,005에서 2,670로 11.2%감소하였음을 알 수 있다.

최적 형상의 유한요소 해석결과를 표 3에 정리하였다. 수직부재 및 대각선부재의 응력이 구속조건으로 설정한 최대응력(165MPa)에 근접한 응력의 값을 보이며, 초기 형상의 응력보다 다소 증가한 값들이 나왔다. 즉, 응력 증가분만큼 최적화되어 치수최적화가 이루어진 것으로 판단된다.

4. 결론

저소음, 저진동 및 내충격 등의 특수성능이 요구되는 함정 탑재장비의 설계에 있어서, 일반적으로 각 장비별 최적화에는 모든 사람들의 관심을 기울이는 반면, 장비 중량의 10~20%를 차지하는 지지구조물은 단순히 엔지니어링 감각에 의해 위상을 선정하고 치수를 결정한 후 유한요소해석을 통해 구조 건전성만을 평가하는 경향이 있다. 본 연구에서는 지지구조물에 최적화 개념을 적용하여, 최적설계의 필요성을 고찰하였으며, 일련의 과정을 통해 얻은 결론은 아래와 같다.

- ① 균질화법 및 최적조건법을 이용한 위상최적화 알고리즘을 이용하여 지지구조물의 최적위상을 결정하였다.
- ② 충격해석을 비선형해석이 아닌 등가정하중으로 변환하여 순환루프를 단순화시켰다.
- ③ NASTRAN의 최적화솔루션을 범요소에 적용하여 치수최적화에 활용하였다.
- ④ 초기 형상에서 치수최적화가 완료될 때까지의 목

적합수의 변화를 아래의 표에 정리하였다.

구 분	Weight	비 고
초기 형상	3.128	100%
위상최적화 결과	3.006	96.1%
치수최적화 결과	2.670	85.3%

일반적으로 구조 건정성 평가만을 평가하는 경향을 탈피해, 지지구조물에 위상최적화 및 치수최적화를 적용함으로써 무게감소를 14.7% 달성하였다.

참 고 문 헌

- [1] 김기화, "Topology based Design", 대한조선학회지, 제35권, 제3호, 1998, pp.66~70.
- [2] B. Hassani and E. Hinton, Homogenization and Structural Topology Optimization : Theory, Practice and Software, Springer, 1998.
- [3] 김병수, 서명원, "최적조건법에 의한 위상 최적화 연구", 한국자동차공학회논문집, 제7권, 제8호, 1998, pp.224~232.
- [4] B. Hassani and E. Hinton, "A Review of Homogenization and Topology Optimization III - Topology Optimization Using Optimality Criteria", Computers and Structures, Vol. 69, 1998.
- [5] S. Moaveni, "Finite Element Analysis, Theory and Application with ANSYS", Prentice Hall, 1999.
- [6] 권진희, "전산구조해석", 경문사, 2004.
- [7] F. Belblidia, J. E. B. Lee, S. Rechak and E. Hinton, "Topology Optimization of Plate Structures Using a Single- or Three-Layerd Artificial Material Model", Advances in Engineering Software, Vol. 32, 2001, pp.159~168.
- [8] R. W. Clough, J. Penzien, Dynamics of structures, MGH, 1975.