

해양구조물 작업대 승하강 조절용 핀지그의 경량화를 위한 최적설계

홍도관*, 우병철(한국전기연구원), 최석창(창원전문대학),
박일수(동명대학), 안찬우, 한근조, 강현찬(동아대학교)

Optimum Design of Pin Jig to Control Ascent and Descent Offshore Structure Work Table for Weight Reduction

D. K. Hong, B. C. Woo(KERI), S. C. Choi(Mech. Design Dept., Changwon College), I. S. Park(Ref. Air. Dept., Dong Myong College), C. W. Ahn, G. J. Han, H. C. Kang (Mech. Eng. Dept., Dong A Univ.)

ABSTRACT

On this study, we optimized minimizing the characteristic function for mixed result of the structural contact analysis and the buckling analysis according to the pin jig initial model's level change using mixed the table of orthogonal array and ANOM, Pin jig's weight is reduced up to 20 percent considering constraint conditions. Also we optimized reducing 20 percent weight of pin jig model using topology optimization.

Key Words : Pin jig (핀지그), Ship block assembly (선박블록조립), Topology optimization (위상최적설계), ANOM (평균분석), Table of orthogonal array (직교배열표)

1. 서론

핀지그는 국내외 각 조선소에서 선박의 제작과정에서 없어서는 안 될 반드시 필요한 장비이다. 현장에서 작업자들은 직접 수십 kg에 달하는 무게를 수작업으로 들어 올리거나 내려서 핀지그의 높낮이를 조절하기 때문에 핀지그의 높낮이 조절에 많은 작업 인력과 작업시간이 소요되며, 높낮이 조절과정에서 안전사고가 발생하는 문제가 종종 발생하고 있다. 이와 같은 문제는 적게는 수십 개에서 많게는 수백 개에 이르는 핀지그의 높낮이를 직접 조절해야 하는 선박의 블록조립작업에서는 더욱 심각한 문제로 대두되고 있다.

구동수단, 물러와 와이어를 이용해 핀지그의 높낮이 조절을 적은 힘만으로도 손쉽게 할 수 있는 승하강 조절이 용이한 핀지그를 K社가 개발하였다. 파급효과로는 선박의 블록조립작업에 소요되는 작업시간과 작업 인력을 현저하게 절감할 수 있으며, 나아가 핀지그의 높낮이 조절과정에서 생기는 안전사고를 방지할 수 있다는 효과를 가진다. 그리고 작업시

간과 작업인력을 절감하고 안전사고 예방 효과로 국내외 선박의 수주를 증가시킬 수 있다.

따라서 본 연구에서는 K社가 개발한 제품을 모델로 하여 실제 현장에서 사용되는 하중, 구속 조건들을 고려하여 핀지그의 경량화 설계를 하였다. 큰 하중을 지지하는 대조용으로 개발된 본 모델은 최대 발생응력과 최대좌굴하중 등의 제한조건⁽¹⁾⁻⁽³⁾을 고려하고, 내측 pipe, 외측 pipe, 보강 브라켓부 등의 각 부재들의 두께를 설계변수로 하여 설계하였다. 실험 계획법의 일종인 직교배열표와 평균분석을 통해서 핀지그 모델의 중량이 최소가 되는 최적설계를 하였으며, 또한 위상최적설계기법을 이용하여 경량화된 모델의 결과와 비교하였다.

2. 본론

2.1 핀지그 모델

Fig. 1은 핀지그 모델의 유한요소 모델이며 하중 조건과 경계조건을 나타내었다. 하중조건은 핀지그 한 개당 받는 하중을 3ton으로 설정하였으며, 바닥

면의 경계조건은 cement로 완전고정 하였다. 주로 작업하는 블록의 무게는 200 ~ 250 ton이며, 블록의 사이즈는 20x22 m이다. 핀지그를 2 m간격으로 먼저 바닥면에 고정하고, 바닥면과 블록사이의 높이를 inner pipe의 높이를 맞춘다. 그리고 위에 달린 adjust screw로 미세한 높이 조정을 한다. 따라서, 핀지그 한 개당 받는 하중의 크기는 최대 2.27 ton이 되지만, 설계상 3 ton으로 설정하였다.

핀지그에 사용된 재료는 Fig. 1과 같이 lock pin은 일반 구조용 탄소강(SM45C), stiffened plates는 압연강재인 SS400, inner pipe와 body는 압력배관용 탄소강관을 사용하였다.

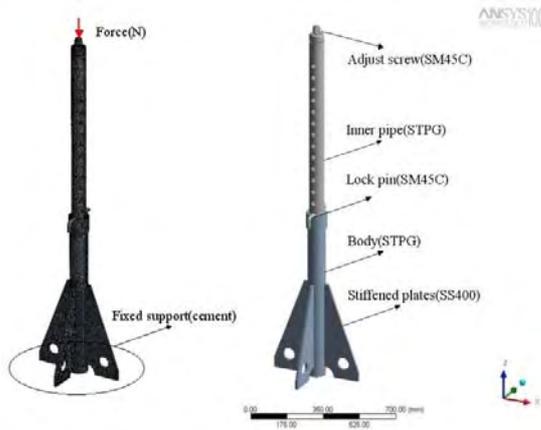


Fig. 1 Force and boundary conditions of pin jig finite element model & name and material of pin jig

2.2 유한요소 모델

유한요소는 등방성, 등질성, 선형탄성으로 가정하였으며 핀지그 모델은 A社에서 제작하여 D중공업에 납품하는 모델을 사용하였으며, 유한요소는 기하모델의 특징에 맞도록 solid 요소를 사용하여 유한요소 모델을 나타내었다. Fig. 1의 모델에 사용된 요소는 45,129개와 절점의 수는 87,033개로 구성되어 있다. 본 연구에 사용된 사용 프로그램은 ANSYS Workbench V10을 사용하였다.

Table 1 Mechanical properties of SS400, SM45C, STPG

Material Item list	SS400(KS) A283(AISI)	SM45C(KS) 1045(AISI)	STPG(KS) A53(ASTM)
Yield Strength (MPa)	245($t \leq 1$)	505	609.5
Density(kg/m ³)	7,959	8,03	8,03
Elastic Modulus (GPa)	204.08	210	210
Poisson's Ratio	0.3	0.3	0.3

Table 1에 모든 소재에 대한 기계적 성질을 나타

내었다. Fig. 2는 D중공업에서 선박블록의 조립을 위해서 설치한 핀지그를 나타낸다. 선박블록의 높낮이에 따라서 inner pipe를 들어서 lock pin을 끼우고, adjust screw로 미세한 높이 조정을 한다.



Fig. 2 Set up pin jig for ship block assembly

2.3 제한조건문제

제한조건이 있는 문제의 경우 제한조건을 고려하기 위하여 벌칙함수 $P(x)$ 를 고려하여 원래 반응치와 제한조건의 위배량을 포함하는 벌칙함수로써 새로운 목적함수인 특성함수 $\Psi(x)_{new}$ 가 정의된다.

직교배열표의 실험으로부터 얻어지는 특성치는 최적설계에 취급되는 제한조건을 포함하고 있지 않다. 핀지그 모델의 최적설계 문제로 정식화하면 다음과 같다.

$$\text{Minimize : } W(t_{in}, \dots, t_{plate}) \quad (1)$$

Subject to :

$$\frac{|\sigma_{max}|}{\sigma_{al}} - 1 \leq 0 \quad (2)$$

$$\frac{p_{al}}{p_{max}} - 1 \leq 0 \quad (3)$$

식(1)의 $W(t_{in}, \dots, t_{plate})$ 는 Fig 5의 핀지그 중량을 설계변수인 인자로 표시하며, 식(2)와 식(3)의 σ_{al} , p_{al} 은 허용응력, 허용좌굴하중을 나타낸다. 직교배열표의 각 실험에서 제한조건의 유용성이 포함될 수 있도록 특성함수를 정의한다. 먼저 식(4)와 식(5)와 같이 제한조건함수의 유용성을 처리할 수 있는 벌칙함수를 정의한다.

$$P_1(t_{in}, \dots, t_{plate}) = \alpha \cdot \text{Max} \left[0, \frac{|\sigma_{max}|}{\sigma_{al}} - 1 \right] \quad (4)$$

$$P_2(t_{in}, \dots, t_{plate}) = \beta \cdot \text{Max} \left[0, \frac{p_{al}}{p_{max}} - 1 \right] \quad (5)$$

여기서, α , β 는 제한조건에 대한 목적함수 및 벌칙함수의 기여도를 조절하는 벌칙계수를 의미한다. 원래 목적함수에 비해 벌칙항을 α , β 의 계수로 벌칙

함수의 영향도를 조절해야하며 이것으로부터 특성함수는 다음과 같이 정의 할 수 있다. 여기서, W_0 는 핀지그의 초기모델 중량을 나타낸다.

$$\Psi(t_{in}, \dots, t_{plate})_{new} = \frac{W(t_{in}, \dots, t_{plate})}{W_0} + \sum_{i=1}^2 P_i(t_{in}, \dots, t_{plate}) \quad (6)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 초기모델해석

D중공업에서 사용하는 모델로 adjust screw에 수직하중 3 ton의 하중을 가하였을 때 lock pin과 inner pipe의 접촉과 lock pin과 body 사이의 접촉을 고려한 비선형 해석을 적용하여 해석하였다.

3.1.1 강도해석

Fig 3에 초기모델에 대한 강도해석 결과를 나타내었다. 각 단품마다 접촉이 발생하는 부분을 그림으로 나타내었다.

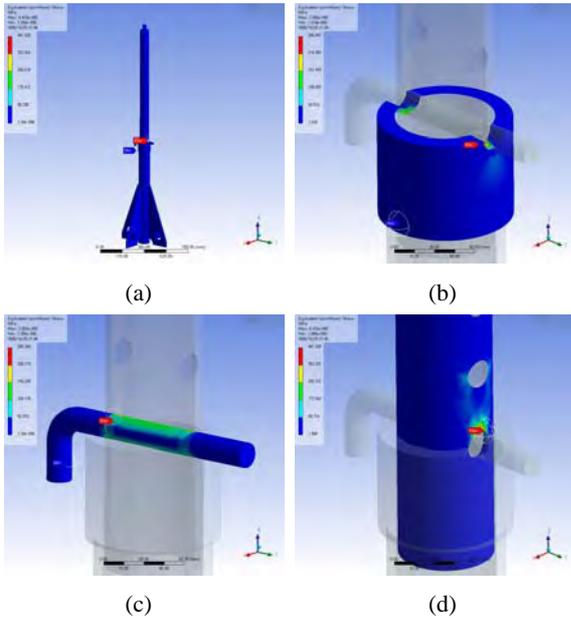


Fig. 3 Max. stress distribution of pin jig initial model

(b)는 body와 lock pin과의 접촉이 있는 부분에서 268.49 MPa의 응력이 발생하였으며, (c)는 lock pin과 inner pipe와의 접촉이 있는 부분에서 260.35 MPa의 응력이 발생하였다. (d)는 inner pipe와 lock pin이 접촉되는 부분에서 최대 응력이 발생하였으며, 441.03 MPa의 응력이 발생하였다. 응력이 다소 크게 나왔으나 모두 소재의 항복응력 이내에서 발생하여 구조적으로 안전함을 알 수 있다. 비록 응력이 다소 크게

발생하더라도 국부적으로 응력이 크게 발생하는 것으로 전체적인 구조적인 파괴결함보다는 국부적으로 압괴가 되는 것으로 생각된다.

3.1.2 좌굴해석

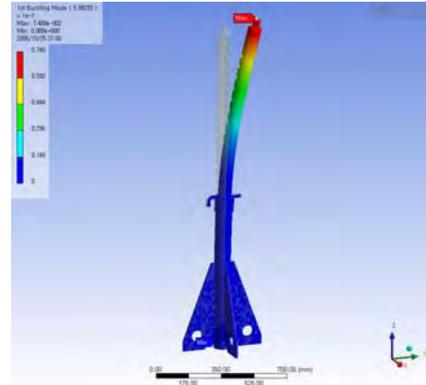


Fig. 4 1st buckling mode of pin jig initial model

Fig 4에 초기모델에 대한 좌굴해석 결과를 나타내었다. 1차 좌굴계수는 5.88로써 작용하중인 3 ton의 5.88배의 작용하중이 작용할 때 1차 좌굴이 일어남을 알 수 있다. 따라서 초기모델의 좌굴현상에 대해서 검토한 결과 안전함을 알 수 있다.

3.2 직교배열표를 이용한 실험계획법

본 연구에서는 이산설계공간에서 보다 효율적인 설계를 수행하기 위하여 직교배열표를 사용하였으며, 인자의 조합에 대해 일부실시법을 사용하여 최소한의 해석 횟수로 전조합실시법과 유사한 계산결과를 얻을 수 있다. 인자와 수준수를 table 2에 나타내었으며, 혼합직교배열표 $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 를 사용하여 최대발생응력 결과와 1차 좌굴계수 결과 및 각각의 실험에서 핀지그 중량을 Table 3에 나타내었다. 그리고 핀지그 초기모델의 중량은 41.58 kgf이다.

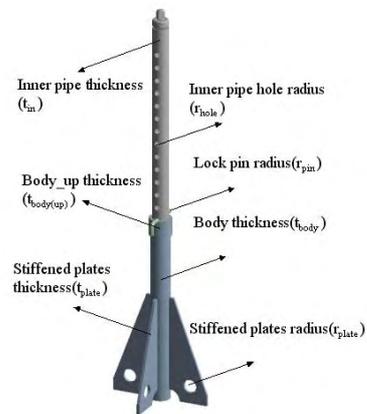


Fig. 5 Factors(Design variables) of pin jig

Table 2 factor and level

Factor	Level		
	1	2	3
t_{in}	a - 1	a	a + 1
r_{hole}	b - 1	b	b + 1
r_{pin}	c - 0.4	c	c + 0.4
$t_{body(up)}$	d - 3	d	d + 3
t_{body}	e - 2	e	e + 2
r_{plate}	f - 10	f	f + 10
t_{plate}	g - 4	g	g + 4

Table 3 Stress, 1st buckling and S/N ratio

Exp. no.	Maximum stress(MPa)	1st buckling factor	Weight (kgf)	Characteristic function
1	593.23	4.853	30.70	30.70
2	483.89	5.114	40.13	40.13
3	784.66	5.096	48.59	48.59
4	633.57	6.147	46.47	46.47
5	442.25	6.163	39.88	39.88
6	410.65	5.148	37.97	37.97
7	264.19	7.254	51.54	51.54
8	355.89	5.884	33.50	33.50
9	476.06	6.253	44.09	44.09
10	337.70	5.286	34.91	34.91
11	524.98	5.311	41.82	41.82
12	478.78	4.553	43.93	43.93
13	260.29	5.607	38.47	38.47
14	376.91	5.911	47.79	47.79
15	479.25	5.833	38.74	38.74
16	255.99	7.256	46.91	46.91
17	422.79	5.972	46.70	46.70
18	458.26	6.140	35.86	35.86

Table 4 Factors affecting characteristic function

Factor	Effect		
	1	2	3
t_{in}	1.1645	1.0543	1.0444*
r_{hole}	1.0875	1.0464*	1.1297
r_{pin}	1.1047	1.0653*	1.0936
$t_{body(up)}$	1.0692*	1.0928	1.1016
t_{body}	1.0251*	1.0689	1.1697
r_{plate}	1.0998	1.0555*	1.1082
t_{plate}	0.9209*	1.0689	1.2737

* Optimum level

Table 4는 식 (6)을 이용하여 table 3의 제한조건 (초기모델의 응력값, 1차 좌굴계수)이 고려된 특성함수 값으로 평균분석을 한 결과를 나타낸다. 초기모델에 비하여 중량은 33.37 kgf로 약 20 % 감소하고, 응력과 1차 좌굴계수는 제한조건인 449.952 MPa와 5.89로 초기모델과 비슷한 결과를 얻을 수 있었다.

3.3 위상최적설계

구조물을 구성하는 위상을 설계변수로 하여 최적화하는 방법으로 위치화 상태를 최적화하는 위상최적설계 기법을 사용하였다. 핀지그에 힘이 가해져서 내부에 응력이 생길 때 응력이 많이 생긴 곳과 적게 생긴 곳을 파악하여 하중에 대해 강성을 유지하면서 응력이 작게 발생하는 곳의 재료를 제거하여 절감할 수 있다. 제한조건을 고려한 특성함수 최적결과에 근거하여 초기모델의 중량을 20 % 줄였을 때 주어진 하중에 대해 강성을 유지하면서도 재료 20 %를 절감한 형상을 Fig 5에 나타내었다. 최대응력이 lock pin 주위에서 발생하기 때문에 바닥과 연결된 보강판의 중량을 줄일 수 있도록 형상이 나타났다.

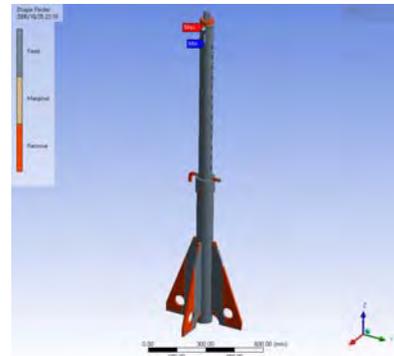


Fig. 5 Topology optimization result

4. 결론

최대발생응력과 1차 좌굴계수의 제한조건을 고려한 특성함수와 직교배열표 및 평균분석을 통해서 제한조건을 만족하면서 중량이 초기모델에 비하여 20 % 감소되는 경량화된 최적모델을 얻었다. 또한 위상최적설계를 이용하여 중량을 20 % 경량화 할 경우 하중에 대해 강성을 유지하면서 응력이 작게 발생하는 곳의 재료를 제거하여 절감할 수 있었다.

참고문헌

1. 홍도관, 최석창, 안찬우, "특성함수를 이용한 제한조건이 있는 천장크레인의 강건최적설계," 한국정밀공학회지, 제21권, 제2호, pp.160-167, 2004.
2. 홍도관, 김동영, 안찬우, "엔드밀 가공시 진동, 표면거칠기, 절삭온도에 미치는 최적가공조건에 관한 연구," 한국소음진동공학회지, 제14권, 제12호, pp.1322-1329, 2004.
3. 홍도관, 우병철, 김동영, 안찬우, "마이크로 스피커 다이어그램의 형상설계에 관한 연구," 한국소음진동공학회지, 제15권, 제7호, pp.775-780, 2005.