

## 지지부가 움직이는 모바일하버용 크레인의 동적 응답 최적설계<sup>§</sup>

김현범\* · 이재준\* · 장환학\* · 박경진\*<sup>†</sup>

\* 한양대학교 기계공학과

### Dynamic Response Optimization of a Mobile Harbor Crane with a Moving Support

Hyun Bum Kim<sup>\*</sup>, Jae Jun Lee<sup>\*</sup>, Hwan Hak Jang<sup>\*</sup> and Gyung Jin Park<sup>\*†</sup>

<sup>\*</sup> Dept. of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

(Received June 21, 2011; Revised February 8 2012; Accepted February 20 2012)

**Key Words** : Dynamic Response Optimization(동적 응답 최적설계), Mobile Harbor(모바일하버), Equivalent Static Loads(등가정하중)

**초록**: 모바일하버는 해상에서 컨테이너 상하역 작업을 하는 새로운 해상물류 시스템이다. 모바일하버용 크레인과 같이 해상에서 작업하는 대형 구조물은 파도에 의해 발생하는 지지부의 운동으로 관성력의 영향을 크게 받는다. 따라서 구조물의 안전성에 대한 정확한 검증이 요구되며, 생산 비용을 줄이기 위해 경량화가 매우 중요하다. 이런 요구조건을 위해 동적 응답 최적설계를 수행한다. 등가정하중법은 동하중을 등가정하중으로 변환한 후, 정적 응답 최적화기법을 사용하여 문제를 해결하는 동적 응답 최적설계 방법이다. 지지부의 움직임을 고려한 등가정하중법을 제안하고, 제안한 방법으로 모바일하버용 크레인을 최적화한다.

**Abstract**: The mobile harbor is a new innovative system that delivers containers from a containership to a harbor without good infrastructure. A crane is installed on the deck of the mobile harbor and transfers the containers. The structure of the crane is influenced by the inertia force that occurs from a moving support. Thus an accurate safety verification considering the moving support is required. Lightweight of the crane structure is also significant in the design for low production cost and efficient operation. Dynamic response optimization can be exploited to achieve these two requirements. Equivalent static loads method is employed for dynamic response optimization of the crane. The equivalent static loads method transforms dynamic loads to equivalent static loads, and static response structural optimization with the transformed equivalent static loads are solved. The process proceeds in a cyclic manner. A new method is proposed to consider the moving supports and the structure of the mobile harbor is optimized using the proposed method.

- 기호설명 -

**M** : 질량행렬  
**C** : 감쇠행렬  
**K** : 강성행렬  
**f<sub>eq</sub>** : 등가정하중  
**d<sup>o</sup>** : 지지부의 움직임에 의한 구조물의 변위 응답  
**d<sup>s</sup>** : 강제운동의 변위 응답  
**δ** : 구조물의 변형  
**d<sup>A</sup>** : 원형 모델의 변위 벡터

**d<sup>B</sup>** : 참조 모델의 변위 벡터  
**d<sup>r</sup>** : 상대 변위 벡터  
**k** : 순환과정 번호  
**ε** : 수렴조건  
**σ<sub>t</sub>** : 인장응력  
**σ<sub>c</sub>** : 압축응력  
**σ<sub>k</sub>** : 허용좌굴응력  
**θ<sub>y</sub>** : y 축 방향 처짐각  
**θ<sub>z</sub>** : z 축 방향 처짐각

<sup>§</sup> 이 논문은 2011년도 대한기계학회 생산 및 설계공학부문 춘계 학술대회(2011.6.30-7.1, 라마다프라자 제주호텔)발표논문임

<sup>†</sup> Corresponding Author, [gipark@hanyang.ac.kr](mailto:gipark@hanyang.ac.kr)

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

### 1. 서론

모바일하버(Mobile harbor)는 수심이 깊은 해상에

정박중인 대형 컨테이너선과 수심이 낮은 항구 및 부두를 연결하는 ‘움직이는 항구’ 개념의 선박으로 새로운 해상 컨테이너 운송 수단이다.<sup>(1)</sup> 모바일하버에서 사용하는 크레인과 같이 선박에 설치된 대형 구조물은 파도에 의한 지지부 운동으로 관성력의 영향을 크게 받는다. 이런 해상상황에서 모바일하버용 크레인이 여러 안전조건을 모두 만족하는 지에 대한 정확한 검증이 필요하다. 그리고 관성력의 영향을 줄이고, 저비용의 제작비용을 위해 경량화된 크레인을 설계해야 한다. 기존의 연구에서는 모바일하버용 크레인의 설계방법으로 동적계수를 이용한 정적 응답 최적설계를 수행하였다.<sup>(1)</sup> 그러나 이 방법으로는 불안정한 해상상황의 동적 응답을 구현하는데 한계가 있으므로, 본 연구에서는 동적 응답 최적설계<sup>(2)</sup>를 이용해 동적 특성을 보다 사실적으로 구현하여 모바일하버용 크레인을 설계한다.

동적 응답 최적설계법의 한 방법인 등가정하중법을 사용한다.<sup>(3,4)</sup> 등가정하중법은 동하중을 적절한 정하중으로 변환한 후, 정적 응답 최적화 기법을 사용하여 문제를 해결하는 방법이다. 동적 특성을 고려하면서 잘 발달된 정적 응답 최적화를 사용하기 때문에 설계변수와 제한조건이 많은 문제에서도 유용하게 동적 응답 최적화를 수행할 수 있다.

등가정하중 산출을 위해서는 동적 응답 해석에서의 변위 벡터를 사용한다. 기존의 동하중이 직접 작용하는 문제에서는 이 변위 벡터를 직접 이용해 등가정하중을 산출하는데 문제가 없다.<sup>(3,4)</sup> 그러나 모바일하버용 크레인과 같이 지지부가 움직이는 문제에서는 변위 벡터를 그대로 이용하면 등가정하중 값이 부정확하게 산출된다. 이를 보완하기 위해 외력에 의한 변형이 일어나지 않는 참조 모델을 정의하고, 설계 대상 구조물과 참조 모델의 상대 변위 응답을 이용해 정확한 값을 산출하는 법을 개발한다. 이를 통해 상대 변위 응답을 이용한 등가정하중법을 제안한다.

제안한 방법을 이용한 동적 응답 최적설계를 모바일하버용 크레인에 적용해 해상에서 안전한 작업이 가능하고 경량화된 크레인을 설계한다. 추가로 제안한 방법의 우수성 검증을 위해, 기존에 모바일하버용 크레인 설계에 사용한 동적 계수를 이용한 정적 응답 최적설계<sup>(1)</sup>를 이용한 결과와, 본 연구에서 제안하는 동적 응답 최적설계를 이용한 결과를 비교한다.

## 2. 지지부가 움직이는 구조물의 동적 응답 최적설계

### 2.1 동적 응답 최적설계

동적 응답 최적설계는 동하중이 가해지는 구조물의 응답을 최적화하는 설계 방법이다. 본 연구에서는 동적 응답 최적화 기법 중 등가정하중법을 사용한다. 등가정하중법은 구조물에 동하중이 가해질 때 동하중에 의해 생기는 변위장과 동일한 변위장을 만들 수 있는 등가의 정하중을 이용해 정적 최적설계를 수행하는 방법이다.

등가정하중은 동적 응답 해석으로부터 얻어지는 임의의 시간에서의 응답과 동일한 응답을 발생시키는 정적 응답 해석에서의 하중을 의미한다. 등가정하중을 이용한 최적화 과정은 Fig. 1과 같이 해석영역과 설계영역으로 구분한다. 해석영역에서는 동적 응답 해석의 결과를 이용해 등가정하중을 산출하고, 설계영역에서는 산출된 등가정하중을 이용해 정적 응답 최적설계를 수행한다.

등가정하중의 산출방법은 다음과 같다.

$$\mathbf{M}(\mathbf{b})\ddot{\mathbf{d}}(t) + \mathbf{C}(\mathbf{b})\dot{\mathbf{d}}(t) + \mathbf{K}(\mathbf{b})\mathbf{d}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

$$(t = t_0, t_1, \dots, t_l)$$

식 (1)은 동적 응답 해석을 위한 유한요소 방정식이다.  $\mathbf{M}(\mathbf{b})$ ,  $\mathbf{K}(\mathbf{b})$ ,  $\mathbf{C}(\mathbf{b})$ 는 각각 최적설계 시의 설계변수벡터  $\mathbf{b}$ 에 대한 시스템의 질량행렬, 강성행렬, 감쇠행렬이다.  $\mathbf{f}(t)$ 는 시간  $t$ 에서 구조물에 가해지는 외력벡터이다. 식 (1)로부터 동적 응답 해석을 수행하면 시점점의 수  $l+1$ 만큼의 동적 응답 벡터  $\mathbf{d}(t)$ 가 얻어진다.

$$\mathbf{f}_{\text{eq}}(s) = \mathbf{K}(\mathbf{b})\mathbf{d}(t) \quad (s = 0, 1, \dots, l) \quad (2)$$

등가정하중은 식 (2)와 같이 강성행렬과 동적 응답 변위 벡터의 곱으로 계산한다.  $\mathbf{f}_{\text{eq}}(s)$ 는 시간  $t$ 에 대응하는 하중조건  $s$ 에서의 등가정하중

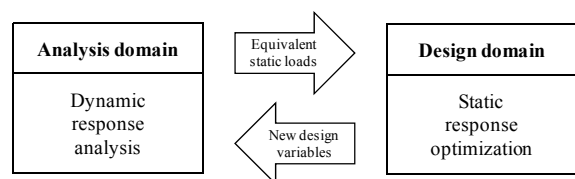


Fig. 1 Schematic process between the analysis domain and the design domain

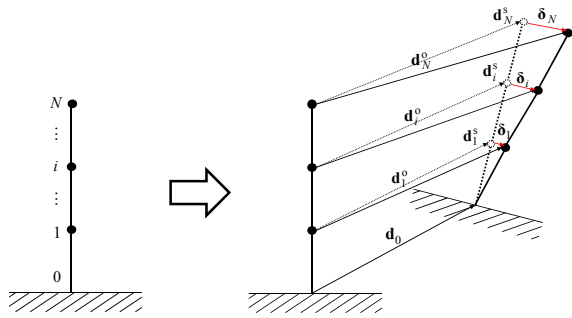


Fig. 2 Displacement vectors due to a moving support

이다.  $t$  는 시간조건의 표현이고,  $s$  는 하중조건의 표현이다. 하중조건  $s$  는 시점  $t$  와 정확히 대응되며 시점의 수  $l+1$  만큼 생성된다.

$$\mathbf{K}(\mathbf{b})\mathbf{d}(s) = \mathbf{f}_{eq}(s) \quad (3)$$

식 (3)은 정적 응답 해석을 위한 유한요소 방정식이다. 해석을 통해  $\mathbf{d}(s)$  를 구하면 이 값은 식 (1)에서 구한 동적 응답 변위 벡터  $\mathbf{d}(t)$  와 크기가 같다. 이렇게 구한 등가정하중은 정적 응답 최적설계에서  $l+1$  개의 다중하중조건으로 처리되고 동적 응답을 고려한 최적설계를 완성한다.

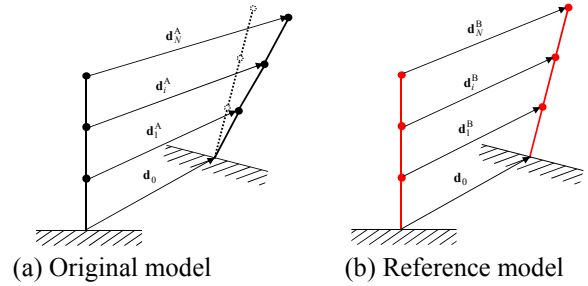
동하중이 구조물에 직접 작용하는 문제에서는 등가정하중법을 사용하는데 문제가 없었다.<sup>(3,4)</sup> 그러나 지지부의 동적 거동을 직접 모사 할 때는 기존의 등가정하중법을 사용하는데 문제가 있다. Fig. 2 는  $N+1$  개의 점을 갖는 외팔보이다. 외팔보는 Fig. 2 와 같이 지지부가  $\mathbf{d}_0$  만큼 움직인 상태이다. 이에 따른 나머지 절점의 변위 응답은 각각  $\mathbf{d}_1^o$ ,  $\mathbf{d}_i^o$ , 그리고  $\mathbf{d}_N^o$  이다. 이 변위 벡터는 강체운동(Rigid body motion)의 변위 응답과 구조물의 변형의 합으로 이루어져 있다.

식 (4a)는 강체운동의 변위응답  $\mathbf{d}^s$  를 보여준다. 그리고 식 (4b)는 구조물의 변형  $\delta$  이다. 지지부의 운동에 의한 변위 응답  $\mathbf{d}^o$  는 식 (4c)처럼 강체운동의 변위 응답  $\mathbf{d}^s$  와 구조물의 변형  $\delta$  의 합이다.

$$\mathbf{d}^s = \left\{ \mathbf{d}_0 \quad \mathbf{d}_1^s \quad \mathbf{d}_i^s \quad \mathbf{d}_N^s \right\}^T \quad (4a)$$

$$\delta = \left\{ \mathbf{0} \quad \delta_1 \quad \delta_i \quad \delta_N \right\}^T \quad (4b)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{d}^o &= \mathbf{d}^s + \delta \\ &= \left\{ \mathbf{d}_0 + \mathbf{0} \quad \mathbf{d}_1^s + \delta_1 \quad \mathbf{d}_i^s + \delta_i \quad \mathbf{d}_N^s + \delta_N \right\}^T \\ &= \left\{ \mathbf{d}_0 \quad \mathbf{d}_1^o \quad \mathbf{d}_i^o \quad \mathbf{d}_N^o \right\}^T \end{aligned} \quad (4c)$$



(a) Original model (b) Reference model

(c) Relative displacements between an original model and a reference model

Fig. 3 Displacement vectors

지지부가 움직이는 문제에 기존의 등가정하중법을 적용하면, 등가정하중 산출을 위해 식 (4c)의  $\mathbf{d}^o$  를 이용한다. 그러나  $\mathbf{d}^o$  는 강체운동 변위 응답  $\mathbf{d}^s$  를 포함하고 있으므로 부정확한 값이 계산된다. 정확한 등가정하중을 산출하기 위해서는 외력에 의한 구조물의 변형  $\delta$  만을 고려한 변위장을 이용해야 한다. 그래서 참조 모델(Reference model)을 정의하고, 설계 대상인 원형 모델(Original model)과 참조모델 간의 상대 변위(Relative displacement)를 통해 구조물의 변형  $\delta$  를 계산한다. 그리고 이를 이용한 등가정하중 산출 방법을 제안한다.

참조 모델은 설계 대상인 원형 모델과 동일한 형상을 가지며, 어떤 외력에도 변형이 일어나지 않는 강체(Rigid body)이다. 이렇게 정의된 참조 모델은 지지부의 운동에도 변형이 일어나지 않고, 강체운동에 의한 변위 응답만을 보인다. 앞서 설명한 대로 지지부가 움직이는 구조물의 변위 응답은 강체운동의 변위와 구조물의 변형의 합으로 이루어져 있다. 그래서 원형 모델의 변위 응답에서 참조 모델의 변위 응답을 빼면, 구조물의 변형  $\delta$  를 구할 수 있다.

Fig. 3 은 원형 모델, 참조 모델, 그리고 두 모델 간의 상대 변위를 도식화한 것이다. Fig. 3(a)는 설계 대상이 되는 원형 모델의 변위 벡터  $\mathbf{d}^A$  로 Fig. 2 의  $\mathbf{d}^o$  와 같이 강체운동의 변위장과 구조물의 변형을 합한 값이다. Fig. 3(b)는 참조 모델의 변위 벡터  $\mathbf{d}^B$  로 Fig. 2 의  $\mathbf{d}^s$  처럼 강체운동의 변위 응답이다. 그리고 Fig. 3(c)는 원형 모델의 변위에서 참조 모델의 변위를 뺀, 상대 변위  $\mathbf{d}^r$  이다. 이 값은 외력에 의한

구조물의 변형  $\delta$  와 같다.

원형 모델과 참조 모델의 지지부에 운동  $\mathbf{d}_0(t)$  를 가하고 동적 응답 해석을 통해 각각의 변위 응답 식 (5a)의  $\mathbf{d}^A(t)$  와 식 (5b)의  $\mathbf{d}^B(t)$  를 구한다. 참조 모델은 강체로 정의하기 위해 무한히 큰 탄성계수를 갖도록 재료물성치를 정한다. 식 (5c)와 같이 원형 모델의 동적 응답 변위  $\mathbf{d}^A(t)$  와 참조 모델의 동적 응답 변위  $\mathbf{d}^B(t)$  간의 차를 계산해 상대 변위  $\mathbf{d}^r(t)$  를 구한다.

$$\mathbf{d}^A(t) = \{\mathbf{d}_0(t) \quad \mathbf{d}_1^A(t) \quad \mathbf{d}_i^A(t) \quad \mathbf{d}_N^A(t)\}^T \quad (5a)$$

$$\mathbf{d}^B(t) = \{\mathbf{d}_0(t) \quad \mathbf{d}_1^B(t) \quad \mathbf{d}_i^B(t) \quad \mathbf{d}_N^B(t)\}^T \quad (5b)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{d}^r(t) &= \mathbf{d}^A(t) - \mathbf{d}^B(t) \\ &= \{\mathbf{0} \quad \mathbf{d}_1^r(t) \quad \mathbf{d}_i^r(t) \quad \mathbf{d}_N^r(t)\}^T \end{aligned} \quad (5c)$$

상대 변위  $\mathbf{d}^r(t)$  는 강제운동의 변위 응답을 모두 제거한 것이므로 외력의 영향만으로 생기는 변형만을 고려한 값이다. 지지부가 움직이는 문제에서 정확한 등가정하중을 산출하기 위해서 식 (2)는 원형 모델의 강성행렬  $\mathbf{K}^A(\mathbf{b})$  과 상대 변위 벡터  $\mathbf{d}^r(t)$  의 곱인 식 (6)으로 새롭게 정의한다.

$$\mathbf{f}_{eq}(s) = \mathbf{K}^A(\mathbf{b})\mathbf{d}^r(t) \quad (s = 0, 1, \dots, l) \quad (6)$$

### 2.2 상대 변위 벡터를 이용한 등가정하중법

상대 변위 벡터  $\mathbf{d}^r(t)$  를 이용해 등가정하중법을 다음과 같이 제안한다.

- 단계 1: 초기값을 선정한다. (순환과정  $k=1$ , 설계변수  $\mathbf{b}^k = \mathbf{b}^0$ , 수렴조건  $\varepsilon$ )
- 단계 2: 설계변수  $\mathbf{b}^k$  에 대한 동적 응답 해석을 수행한다. 여기서 원형 모델의 강성행렬  $\mathbf{K}^A$  와 변위 벡터  $\mathbf{d}^A(t)$ , 그리고 참조 모델의 변위 벡터  $\mathbf{d}^B(t)$  를 구한다.
- 단계 3: 원형 모델과 참조 모델 간의 상대 변위 벡터  $\mathbf{d}^r(t)$  를 계산한다.
- 단계 4: 상대 변위 벡터  $\mathbf{d}^r(t)$  를 이용해 식 (6)으로 등가정하중을 계산한다.
- 단계 5: 식 (7)의 정적 응답 최적화를 수행한다.

Find  $\mathbf{b}^{k+1}$  (7a)

to minimize  $f(\mathbf{b}^{k+1})$  (7b)

subject to  $\mathbf{K}(\mathbf{b}^{k+1})\mathbf{d}(s) = \mathbf{f}_{eq}(s)$  (7c)

$$g_u^s(\mathbf{b}^{k+1}) \leq 0 \quad (u = 1, 2, \dots, q) \quad (7d)$$

$$b_{vL} \leq b_v \leq b_{vU} \quad (v = 1, 2, \dots, n) \quad (7e)$$

- 단계 6: 최적해로 얻어지는 설계변수를 갱신한다.
- 단계 7: 수렴조건을 만족하면 순환과정을 멈추고 그렇지 않으면 단계 2로 간다. ( $k = k + 1$ )

Fig. 4는 위에 설명한 상대 변위 벡터를 이용한 등가정하중법의 순서도이다. 이와 같은 일련의 과정을 통하여 상대 변위를 이용해 등가정하중을 산출하고 정적 최적화를 수행함으로써 지지부가 움직이는 구조물에 대해 동적 응답을 고려한 최적화를 완성한다.

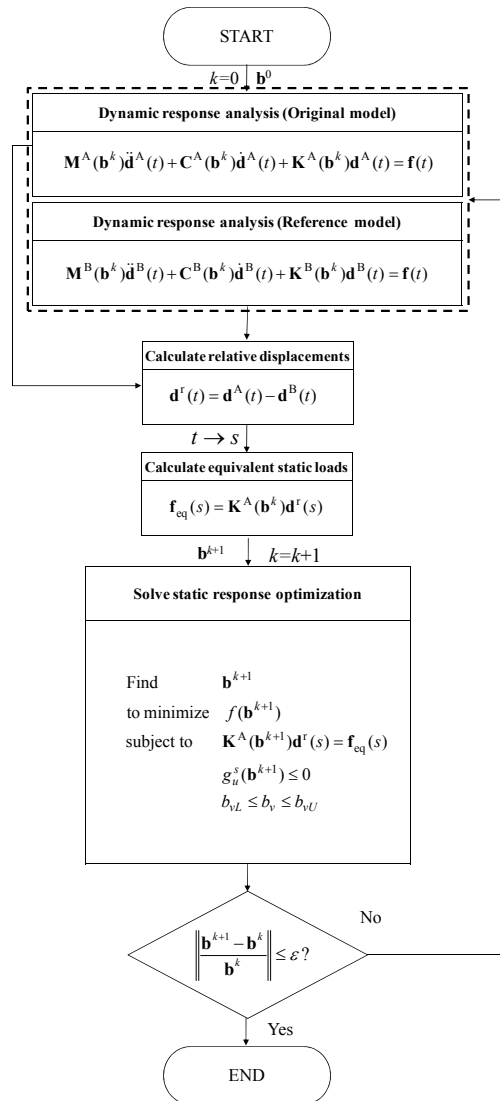


Fig. 4 Flowchart of the equivalent static loads method using relative displacement

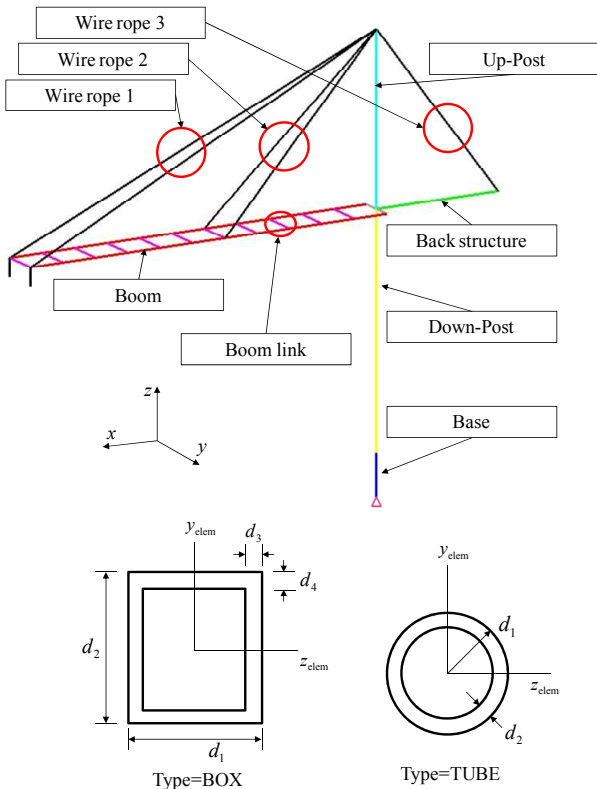


Fig. 5 Mobile harbor crane and beam sections

### 3. 모바일하버용 크레인

#### 3.1 모바일하버

모바일하버는 수심이 깊은 해상에 정박중인 대형 컨테이너선과 수심이 낮은 항구 및 부두를 연결하는 ‘움직이는 항구’ 개념의 선박<sup>(1)</sup>으로 새로운 해상 컨테이너 운송 수단이다. 본 연구에서는 모바일하버에 설치되는 크레인을 설계한다. 모바일하버용 크레인은 해상 작업환경에서 안정성을 갖고, 이동에 용이하기 위해 가벼워야 한다.

#### 3.2 모바일하버용 크레인

모바일하버용 크레인은 Fig. 5와 같이 붐(Boom), 붐 링크(Boom link), 상부포스트(Up-post), 하부포스트(Down-post), 후방구조물(Back structure), 베이스(Base), 그리고 와이어 로프(Wire rope)인 7가지 부분으로 구분하였다. 크레인의 크기는 파나막스급 컨테이너선의 화물을 상하역 할 수 있도록 정하였다. 파나막스급 컨테이너선은 4419 TEU급 컨테이너선을 기준으로 하였다. 컨테이너는 갑판으로부터 6단으로 적재되어 있는 상태이다. 붐과 포스트의 길이는 컨테이너선의 가장 끝에 적재된 화물을 상하역 할 수 있도록 하였다.

Table 1 Material property

	SM490YB (beam element)	Wire rope (truss element)
Elastic modulus (GPa)	206	265
Poisson's ratio	0.3	0.003
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7850	4565
Yield Stress (MPa)	345	.

또한, 파도에 의한 모바일하버와 컨테이너선의 상호 운동으로 충돌이 발생할 것을 염려해 붐과 컨테이너 간의 간격을 두었다.

#### 3.3 모바일하버용 크레인의 유한요소모델

모바일하버용 크레인의 유한요소모델은 Altair Hyperwork 10.0의 Hypermesh<sup>(5)</sup>를 이용해 모델링하였다. 와이어 로프는 인장응력이 주로 받으므로 트러스 요소를 사용하였다. 보 요소 단면은 붐, 붐 링크 그리고 후방구조물은 사각 중공축으로 포스트와 베이스는 원형 중공축으로 선정하였다. 보 요소의 재료명은 크레인 제작에서 일반적으로 사용하는 SM490YB이다. 트러스 요소는 주로 동하중 하에서 사용하는 와이어 로프<sup>(6)</sup>의 물성치를 사용하였다. 재료의 물성치는 Table 1이다.

#### 3.4 하중 조건

##### 3.4.1 작업하중

붐 끝 단에 연결된 와이어 로프에 20 feet 컨테이너 1개, 스프레더(Spreader) 그리고 트롤리(Trolley)의 질량을 고려하였다. 20 feet 컨테이너의 질량은 25 ton이다. 스프레더는 컨테이너를 집거나 내리는 장비이고 질량은 15 ton이다. 트롤리는 컨테이너가 붐 위를 이송하게 하는 장비이며 20 ton의 질량을 갖는다.

모바일하버용 크레인에서 사용하는 2 단 트롤리는 스프레더와 트롤리의 상하, 전후, 좌우 운동의 제어를 통해 해상에서 컨테이너를 안전하게 이송하는 기능을 한다. 트롤리의 질량 20 ton은 붐 끝 단에 달린 와이어에 질량으로 가해지고, 스프레더와 컨테이너의 질량 40 ton은 같은 절점에 외력으로 가하였다. 따라서 붐 양단에 10 ton의 질량과 196.2 kN의 외력이 작용함으로써 2 단 트롤리의 제어효과를 구현하였다.

##### 3.4.2 풍하중

풍하중은 산업안전보건법<sup>(7)</sup>과 Crane and Derricks<sup>(8)</sup>의 풍하중 계산식을 다음과 같이 조합하였다.

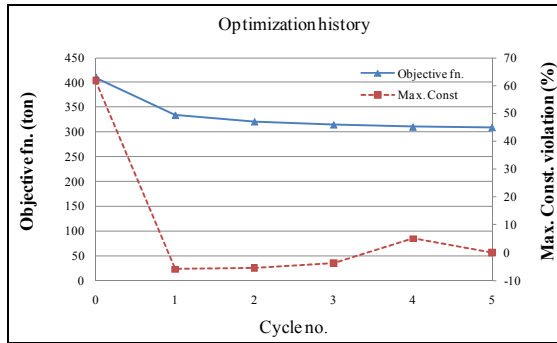


Fig. 6 Objective function constraint violation history of the mobile harbor crane

$$F = \rho_a \times C_h \times C_f \times A \times V^2 \quad (8)$$

식 (8)의  $\rho_a$ 는 공기밀도,  $C_h$ 는 고도계수,  $C_f$ 는 풍압계수,  $A$ 는 단면적의 넓이, 그리고  $V$ 는 풍속이다. 풍속은 20 m/s로 크레인의 전면과 측면에 각각 가하였다.

### 3.4.3 파도에 의한 크레인 지지부의 운동

해상에서 파도에 의한 크레인의 동적 거동은 상하동요, 횡동요 그리고 종동요를 고려하였다. 파도의 주기  $T_p$ 는 8 초이고, 상하동요는 +1.3 m, -1.0 m, 횡동요와 종동요는 각각  $\pm 1.5^\circ$ 의 크기로 크레인의 지지부가 움직이도록 정하였다. 파도와 같이 주기적인 가진력에 노출된 구조물은 고유진동수와 연관이 있지만, 모바일하버용 크레인이 해양에서 작업하는 실제 거동을 모사하기 위해 고유진동수 대역에서의 구조물의 응답을 분석하기 보다는 기존에 해상구조물에 가한 파도의 대역을 크레인 지지부의 운동으로 사용하였다. 여러 대역의 파도 중에서 정현파의 특성을 갖고, 구조물에 충분한 크기의 외력을 가하는 파도를 선정하기 위해 파도의 주기와 상하동요의 크기는 한국해양연구원 해양시스템안전연구소의 보고서<sup>(9)</sup>를 참고하였다. 횡동요와 종동요의 크기는 기존 모바일하버용 크레인 최적설계<sup>(1)</sup>에서 적용한 수치를 사용하였다.

## 3.5 안전 조건

### 3.5.1 허용좌굴응력

좌굴에 의한 크레인의 파손은 반드시 고려해야 하는 중요한 안전요구사항이다. 따라서 산업안전보건법<sup>(7)</sup>의 계산식을 이용해 허용좌굴응력을 정하였다.

### 3.5.2 붐 처짐

붐에 심한 변형이 일어나면 붐의 파손이 일어

날수 있고, 붐을 따라 트롤리의 이송이 불가능하다. 그래서 붐의 처짐에 대한 안전조건을 선정한다. 모바일하버용 크레인의 붐 길이는 44 m이고, 이를 11 부분으로 등분하고 처짐각  $\theta$ 를 계산한다. 처짐각은 0.0025 rad이내가 되도록 안전기준을 정하였다.<sup>(1)</sup>

## 4. 모바일하버용 크레인의 최적설계

### 4.1 설계정식화

모바일하버용 크레인에 대해 3.4 절의 하중조건 하에서 3.5 절의 안전조건을 만족하고, 경량화된 크레인의 설계를 상대 변위 벡터를 이용한 등가정하중법으로 최적화하였다.

$$\text{Find } b_i \quad (9a)$$

$$\text{to minimize mass} \quad (9b)$$

$$\text{subject to } \sigma_t \leq 235 \text{ MPa} \quad (9c)$$

$$\sigma_c \geq -200 \text{ MPa} \quad (9d)$$

$$-0.0025 \text{ rad} \leq \theta_y \leq 0.0025 \text{ rad} \quad (9e)$$

$$-0.0025 \text{ rad} \leq \theta_z \leq 0.0025 \text{ rad} \quad (9f)$$

$$\sigma_k / \sigma_c \geq 1 \quad (9g)$$

$$b_i^{LB} \leq b_i \leq b_i^{UB} \quad (9h)$$

식 (9)은 최적화를 위한 설계정식화이다.

설계변수는 총 21 개로 모바일하버용 크레인 보 요소의 단면 치수이다. 크레인의 경량화를 위해 목적함수는 크레인 보 요소와 트러스요소의 질량이다. 제한조건은 재료의 인장응력  $\sigma_t$ 과 압축응력  $\sigma_c$ , 3.5 절에서 설명한 안전조건인 붐  $y$ 축 처짐각  $\theta_y$ 와  $z$ 축 처짐각  $\theta_z$ 이다. 그리고 허용좌굴응력  $\sigma_k$ 를 압축응력  $\sigma_c$ 으로 나눴을 때, 1 이상이 되도록 제한조건을 추가하였다.  $b^{LB}$ 와  $b^{UB}$ 는 각 설계변수의 하한조건과 상한조건이다. 해석영역에서 설계 대상 모델과 참조 모델의 동적 응답 해석은 MD Nastran 2010.1<sup>(10)</sup>을 사용하였다. 상대 변위 벡터 계산 및 상대 변위 벡터와 강성행렬의 곱은 MD Nastran에 탑재되어 있는 DMAP 알고리즘<sup>(11)</sup>을 이용하였다. 설계영역에서의 정적 최적화 역시 MD Nastran 2010.1<sup>(10)</sup>를 사용하였다.

### 4.2 동적 응답 최적설계 결과

Fig. 6은 동적 응답 최적설계 결과이다. 5번의 순환과정을 수행했으며 목적함수는 410.2 ton에서 309.6 ton으로 24.5% 가량 감소하였다. 그리고 초기

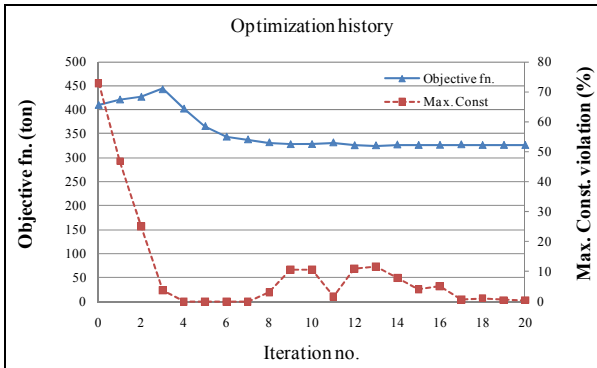


Fig. 7 Objective function constraint violation history of the mobile harbor crane (static response optimization)

에 위반했던 제한 조건을 모두 만족하였다.

#### 4.3 동적계수를 이용한 정적 응답 최적설계와 결과 비교

제한한 등가정하중법의 우수성을 검증하기 위해 동적 계수를 이용한 정적 응답 최적설계와 비교하였다. 먼저 작업하중에 대한 동적계수는 충격계수  $C_i$  와 작업계수  $C_j$  를 사용하였다. 각각의 크기는 1.45 와 1.2 이다. 풍하중은 3.4.2 항과 동일하게 적용하였다.

정적 응답 해석에서는 상하동요를 구현하기 어렵기 때문에 횡동요와 종동요만을 고려하였다. 구현하지 못한 상하동요를 보완하기 위해 파도에 의한 관성력의 영향에 대해 안전계수를 2 로 선정하였다. 따라서 횡동요와 종동요 각을  $1.5^\circ$  보다 두 배 큰  $3.0^\circ$  로 정하고 주기가 8 초 일때의 각가속도  $0.0323 \text{ rad/s}^2$  를 계산하였다.

최적화를 위한 설계정식화는 동적 응답 최적화와 동일하게 식 (9)이다. 최적화기는 Genesis 10.0<sup>(12)</sup> 을 사용한다. Fig. 7 은 정적 응답 최적설계의 결과이다. 최적해는 목적함수인 질량이 325.8 ton 으로 초기값에 비해 20.6% 감소하고, 제한조건을 만족하였다.

정적 최적설계는 설계반복(Iteration)이 20 번 수행하는데 이는 등가정하중법의 순환과정(Cycle)과 구분된다. 정적 응답 최적화에서의 설계반복은 최적화 과정 중에 수행되는 정적 응답 해석의 횟수를 의미한다. 그러나 등가정하중법의 순환과정은 Fig. 4 에서 보인 설계 순서도를 반복하는 횟수를 의미하며, 한 번의 순환과정에서 한 번의 정적 응답 최적화를 수행하는 것이다.

Table 2 에서 목적함수인 크레인의 질량은 정적 응답 최적설계의 결과는 동적 응답 최적설계에

Table 2 Comparison with the dynamic and static response optimization results

	Dynamic response optimization	Static response optimization
Objective function (ton)	309.5	325.8
Maximum constraint violation (%)	0.0	168.6

비해 16.3 ton 크다. 정적 응답 최적설계를 통한 결과 값은 제한 조건 위반이 없이 수렴하였지만, 수렴한 설계변수 값을 이용해 동적 응답 해석을 수행해 본 결과 봄 처짐각 제한조건을 168.8% 위반하였다.

결과적으로 모바일하버용 크레인의 설계에서 동적 계수를 이용한 정적 응답 최적설계는 동적 효과를 완전히 구현하지 못하였다. 반면, 제안한 등가정하중법을 이용한 동적 응답 최적설계는 정적 응답 최적설계보다 목적함수인 질량 최소화를 성공적으로 수행하고, 모든 제한조건을 만족하는 최적해를 찾는다. 그래서 제안한 동적 응답 최적설계방법인 상대 변위를 이용한 등가정하중법은 동적계수를 이용한 정적 응답 최적설계보다 동적 효과를 충분히 고려하는 설계방법임이 검증된다.

## 5. 결론

모바일하버용 크레인의 경우, 기존 크레인과 다르게 지지부가 움직이는 해상환경에서 작업하는 크레인이다. 그러므로 크레인의 구조설계 시 해상환경에서의 거동을 충분히 구현해야 할 필요가 있다. 그러나, 기존의 구조설계는 일반적인 크레인의 설계방법을 이용한 정적 응답 최적설계만을 수행하였다. 때문에 본 연구는 해상환경을 보다 사실적으로 구현하기 위해 동적 응답 최적설계를 적용하였다. 동적 응답 최적설계 수행을 위해 기존에 개발된 등가정하중법을 지지부가 움직이는 구조물에 적용 가능하도록 수정 보완하였다.

등가정하중법은 동적 응답 최적설계를 수행하는 방법 중 하나로 동적 응답 해석을 통해 나오는 변위 벡터와 구조물의 강성행렬의 곱으로 등가정하중을 산출하고 이를 통해 정적 응답 최적설계를 수행하는 방법이다. 기존의 방법은 구조물에 동하중이 직접 작용하는 경우는 이용하는 데 문제가 없지만, 지지부가 움직이는 구조물의

문제에서는 부적절하다.

지지부가 움직이는 구조물의 문제에서 동적 응답 해석을 통해 변위 벡터를 구하면, 지지부의 운동 정보까지 모두 포함 된 값을 얻게 된다. 이 변위 응답을 그대로 이용하면 부정확한 등가정하중이 산출된다. 그래서 정확한 등가정하중의 산출을 위해서는 지지부의 운동에 따른 관성력의 영향만을 고려한 변위 벡터를 이용해야만 한다. 이를 구하기 위해서 참조 모델을 통한 상대 변위 벡터를 이용하는 방법을 제안하였다.

제안한 방법을 이용하여, 해상상황에서 안전하고 경량화된 모바일하버용 크레인에 대한 동적 응답 최적설계를 수행하였다. 기존에 모바일하버용 크레인의 설계에서 사용한 동적 계수를 이용한 정적 응답 최적설계를 이용했을 때의 결과를 제안한 방법의 결과와 비교하였다. 기존 방법에 비해 제안한 방법의 결과에서 크레인의 무게가 16.3 ton 적었다. 그리고 기존 방법을 이용한 최적해를 동적 응답 해석에 적용하였을 경우 불처짐각 제한조건을 168.8% 위반하였다. 그러므로 제안한 방법은 기존 방법보다 우수한 해를 찾았다고 볼 수 있다.

기존의 등가정하중법과 달리 제안한 방법에서는 참조 모델에 대한 동적 응답 해석을 수행하므로 매 순환과정에서 2 번의 동적 응답 해석이 필요하다. 때문에 동적 응답 해석을 위한 계산량이 굉장히 많은 문제에 제안 방법을 적용하면 연산에 대한 부담이 크다. 향후, 참조 모델의 새로운 정의 방법으로 계산량을 줄이는 방법, 혹은 한 번의 동적 응답 해석으로 원형 모델과 참조 모델의 상대 변위를 구하는 방법 등의 연구가 진행된다면 제안한 방법의 부족한 점을 보완할 수 있을 거라 사료된다.

## 후 기

이 논문은 지식경제부 산업원천기술개발사업(10036235, 모바일하버 원천기술개발사업: 모바일하버용 경량크레인 기술개발사업)과 2011 년도 정

부(교육과학기술부)의 재원으로 한국 연구재단(No. 2011-0016364)의 지원을 받아 수행 되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Lim, W. J., Jung, U. J., Jeong, S. B., Lee, J. J. and Park, G. J., 2010, "Structural Design of the Mobile Harbor Crane Using Structural Optimization," *2010 KSME Autumn Annual Meeting*, pp. 1750~1755.
- (2) Park, G. J., 2007, *Analytic Methods for Design Practice*, Springer-Verlag, Germany.
- (3) Choi, W. S. and Park, G. J., 2002, "Structural Optimization Using Equivalent Static Loads at All the Time Intervals," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 191, No. 19, pp. 2077~2094.
- (4) Kang, B. S., Park, G. J. and Arora, J. S., 2005, "Optimization of Flexible Multibody Dynamic Systems Using the Equivalent Static Load," *Journal of American Institute Aeronautics and Astronautics*, Vol. 43, No. 4, pp. 846~852.
- (5) Hyperworks User's Guide Version 10.0, 2009, Altair Engineering Inc., USA.
- (6) Korean Register of Shipping, 2010, "Rules for the Classification of Mobile Offshore Structures," *Technical Rules 2010*, Korea.
- (7) Ministry of Labor, 2009, "The Crane Manufacture and Safety Examination Standard," *Occupational Safety and Health Act*, Korea.
- (8) Shapiro, Howard I., Shapiro, Jay P., Shapiro, Lawrence K., 1999, *Cranes and Derricks*, McGraw-Hill, New York, pp. 144~156.
- (9) Korea Ocean Research & Development Institute, 2004, *Development of Design Technology of Very Large Floating Structures*, Ministry Of Maritime Affairs & Fisheries, Korea.
- (10) MD NASTRAN 2010.1 User's Manual, MSC Software, USA.
- (11) MD NASTRAN 2010.1 DMAP User's Manual, MSC Software, USA.
- (12) GENESIS User's Manual, Version 10.0, 2008, Vanderplaats Research and Development Inc., Colorado, USA.