

유한요소 붐 모델의 3차원 동적 거동을 고려한 리프팅 해석

Lifting Analysis Considering Three Dimensional Dynamic Responses of a Boom based on Finite Element Formulation

박 광 필*·차 주 환†·이 규 열**

Kwang-Phil Park, Ju-Hwan Cha and Kyu-Yeul Lee

(2010년 6월 4일 접수 ; 2010년 7월 22일 심사완료)

Key Words : Dynamic Response(동적 거동), Finite Element Formulation(유한요소 정식화), Boom(붐), Lifting Analysis(리프팅 해석)

ABSTRACT

In this paper, the lifting analysis of a floating crane with a shipbuilding block is performed. Since floating cranes are operated in ocean waves, six degree-of-freedom motions are considered in the dynamic equations of motions of the floating crane and the block. The boom of the floating crane is considered as an elastic body in the analysis, and is modeled as three dimensional beam based on the finite element formulation. The hydrostatic and hydrodynamic forces by a regular wave are considered as external forces. By solving the equations of motions numerically, the dynamic responses of the floating crane and the block are simulated. The simulation results with different wave directions are compared and the conditions which cause maximum responses are discussed.

1. 서 론

조선소에서 생산성을 향상시키기 위한 노력으로 조선 생산 블록이 대형화되고 있으며, 대형 블록을 리프팅(lifting)하기 위한 대형 해상 크레인의 사용 빈도가 높아지고 있다. 리프팅 설비는 블록의 크기와 작업 목적에 따라 적합한 크레인 설비를 선택하고 공법을 정하는 것을 말한다. 블록과 해상 크레인 모두 대형 구조물이기 때문에 리프팅 설계 단계에서 작업의 안전성을 확보하기 위해, 해양파에 의한

동적 거동의 영향을 평가할 필요가 있으며, 이것을 리프팅 해석이라고 한다. 이 논문에서는 붐(boom)을 탄성체로 고려하여 리프팅 해석을 수행하였다. 붐은 6자유도 운동을 하는 해상 크레인 및 블록과 연성되도록 3차원 빔 요소로 모델링 하였다. 해양파의 방향을 변경하며 리프팅 해석을 수행하였으며, 결과를 바탕으로 동적 거동이 크게 발생하는 해양파의 방향과 그 거동을 비교하였다.

2. 관련 연구

해상 크레인에 매달린 물체의 동적 거동에 탄성 붐을 고려한 연구는 Al-Sweiti and Söffker⁽¹⁾와 Ren, et al.⁽²⁾이 있다. Al-Sweiti and Söffker⁽¹⁾는 탄성 붐을 다섯 개의 유한요소로 분할하여 모델링 하였다. 붐에 매달린 물체는 1자유도 질점으로 간주하였고, 선체는 주기적인 횡동요(roll) 운동을 하는 1자유도로 가정하였다. Ren, et al.⁽²⁾은 해상 크레인

† 교신저자; 정희원, 서울대학교 공학연구소

E-mail : jhcha79@snu.ac.kr

Tel : (02)880-8378, Fax : (02)886-4920

* 정희원, 대우조선해양 선박해양연구소

** 정희원, 서울대학교 조선해양공학과 및 해양시스템공학연구소

이 논문의 일부는 2010년 춘계 소음진동 학술대회에서 발표되어 우수논문으로 추천되었음.

은 상하 동요(heave), 전후 동요(surge), 그리고 종 동요(pitch)를 고려하였고, 중량물은 질점으로 모델링 하였다. 탄성 붐의 영향은 붐 끝에 추가적인 변위로 고려하였다. 외력으로는 유체정역학적 힘, 계류력, 점성 저항, 그리고 해양파에 의한 기진력이 고려되었으나 유체동역학적 방사력(radiation force)는 포함되지 않았다. 박광필 등⁽³⁾은 중량물과 해상 크레인을 각각 3자유도의 강체로 모델링하고 붐을 하나의 단일한 빔 요소로 고려하였다. 해양파에 의한 유체정역학적 힘과 유체동역학적 힘을 모두 고려하였고, 와이어 로프(wire rope) 힘을 고려하여, 상호 연성된 해상 크레인과 중량물의 동적 거동을 해석하였다. 차주환 등⁽⁹⁾도 해상 크레인과 중량물을 2차원 수직 평면 상 3자유도의 강체로 고려하고, 붐을 두 개의 빔 요소로 고려한 모델을 사용하여 와이어로프 길이가 짧은 문제에 대한 수치적인 방법을 비교하였다. 이 논문은 임의 방향의 해양파에 대한 동적 거동을 해석하기 위해 해상 크레인과 중량물을 각각 6자유도의 강체로 고려하고, 탄성 붐도 유한요소 정식화 방법에 따라 분할된 3차원 빔으로 모델링 하였다. 기존의 연구 들이 고정된 개수의 유한요소에 대한 운동방정식을 유도한 것과 달리, 이 논문에서는 요소의 개수를 변경해도 운동방정식이 구성될 수 있도록 프로그램을 구현하였다⁽⁴⁾.

3. 유한요소 정식화

3.1 변형 벡터

유한요소 정식화를 이용하여 붐을 탄성체로 모델링 하였다. 붐의 각 요소는 Fig. 1과 같이 tension/compression, bending 그리고 torsion을 받는 것으로

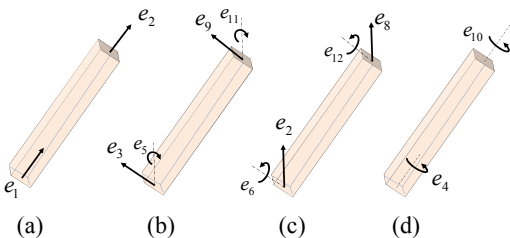


Fig. 1 Deformation of three dimensional beam element and the associated nodal coordinates : (a) tension/compression, (b) and (c) bending, (d) torsion

고려되었다. 절점 사이의 임의의 점에서의 3차원 변형 벡터는 절점 좌표와 보간 함수(interpolation function)에 의해 식 (1)과 같이 정의된다. 여기서 i 는 붐을 의미하고 j 는 요소의 번호를 의미한다. \mathbf{S}^{ij} 는 형상 행렬, \mathbf{q}_f^i 는 붐의 전체 절점 좌표이며, \mathbf{B}_1^{ij} 는 전체 절점 좌표를 j 요소의 절점 좌표로 변환하는 boolean 변환 행렬이다.

$$\bar{\mathbf{u}}_f^{ij} = \mathbf{S}^{ij} \mathbf{B}_1^{ij} \mathbf{q}_f^i \quad (1)$$

3.2 위치 벡터

탄성체 상의 한 점의 위치는 inertial frame에서 절대절점좌표(absolute nodal coordinates)를 이용하는 방법⁽⁵⁾과 탄성체를 강체의 운동과 변형의 합성으로 표현하는 방법이 있다. 후자의 방법에 따라 붐의 임의의 점에 대한 inertial E-frame에서의 위치 벡터는 변형 벡터를 이용하여 식 (2)와 같이 정의된다. 여기서 $\mathbf{r}_{B/E}$ 는 붐의 시작 점의 위치벡터이고, ${}^E \mathbf{R}_B$ 는 좌표축 간의 회전 변환 행렬이며, $\mathbf{r}_{P/B}^{ij}$ 는 붐의 임의의 점까지의 위치 벡터이다.

$$\mathbf{r}_{P/E}^{ij} = \mathbf{r}_{B/E} + {}^E \mathbf{R}_B (\mathbf{r}_{P/B}^{ij} + \bar{\mathbf{u}}_f^{ij}) \quad (2)$$

3.3 질량 및 강성 행렬

질량 행렬은 식 (2)에서 정의된 위치 벡터를 운동 에너지 식에 대입하여 식 (3)과 같이 유도한다⁽⁶⁾. 식 (3)의 각 항은 식 (4)와 같다. 여기서 n 은 요소의 개수, \mathbf{I} 는 단위 행렬, $\bar{\mathbf{u}}^{ij}$ 는 붐의 시작 점에서 고정된 좌표계에서 정의된 위치 벡터, $\bar{\mathbf{G}}$ 는 각속도와 오일러 각의 시간 미분 사이의 변환 행렬, 그리고 \mathbf{B}_2^i 는 고정된 절점 좌표를 영(zero)으로 만드는 변환 행렬이다.

$$\mathbf{M}^i = \sum_{j=1}^n \int_{V^{ij}} \rho^{ij} \mathbf{M}^{ij} dV^{ij}, \quad \mathbf{M}^{ij} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{RR}^{ij} & \mathbf{M}_{R\theta}^{ij} & \mathbf{M}_{Rf}^{ij} \\ & \mathbf{M}_{\theta\theta}^{ij} & \mathbf{M}_{\theta f}^{ij} \\ \text{sym.} & & \mathbf{M}_{ff}^{ij} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{RR}^{ij} &= \mathbf{I}, \quad \mathbf{M}_{R\theta}^{ij} = -{}^E \mathbf{R}_B^i \tilde{\mathbf{u}}^{ij} \bar{\mathbf{G}}^i \\ \mathbf{M}_{Rf}^{ij} &= {}^E \mathbf{R}_B^i \mathbf{S}^{ij} \mathbf{B}_1^{ij} \mathbf{B}_2^i, \quad \mathbf{M}_{\theta\theta}^{ij} = \bar{\mathbf{G}}^{iT} \tilde{\mathbf{u}}^{ijT} \tilde{\mathbf{u}}^{ij} \bar{\mathbf{G}}^i \\ \mathbf{M}_{\theta f}^{ij} &= \bar{\mathbf{G}}^{iT} \tilde{\mathbf{u}}^{ijT} \mathbf{S}^{ij} \mathbf{B}_1^{ij} \mathbf{B}_2^i, \quad \mathbf{M}_{ff}^{ij} = \mathbf{B}_2^i \mathbf{B}_1^{iT} \mathbf{S}^{ijT} \mathbf{S}^{ij} \mathbf{B}_1^{ij} \mathbf{B}_2^i \end{aligned} \quad (4)$$

강성 행렬은 탄성력에 의한 가상 일(virtual work) 으로부터 식 (5)와 같이 유도 될 수 있으며, 하나의 요소에 대한 강성 행렬 \mathbf{K}_{ff}^{ij} 는 Przemieniecki⁽⁷⁾를 참조한다.

$$\mathbf{K}^i = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_{ff}^i \end{bmatrix}, \mathbf{K}_{ff}^i = \sum_{j=1}^n \mathbf{B}_2^i \mathbf{B}_1^{iT} \mathbf{K}_{ff}^{ij} \mathbf{B}_1^j \mathbf{B}_2^i \quad (5)$$

4. 운동방정식

4.1 Kinematic Constraints

여러 개의 물체가 서로 구속이 되어 운동하는 시스템을 다물체계(multibody system)라고 한다. 이 논문에서는 해상 크레인과 붐 그리고 블록으로 이루어진 Fig. 2와 같은 다물체계를 고려하였다. 블록은 와이어 로프로 붐 끝에 연결되어 있고 해상 크레인 선체도 붐의 끝 지점에서 와이어 로프로 연결되어 있다. 붐의 시작 위치는 해상 크레인 선체에 고정되어 있으며, 이러한 kinematic constraints는 식 (6)과 같다. 여기서 ${}^E \mathbf{R}_{G_i}$ 는 좌표계간 회전 변환 행렬이고 θ 는 오일러 각 벡터이다.

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}) : \begin{pmatrix} \mathbf{r}_{G_1/E} + {}^E \mathbf{R}_{G_1} \mathbf{r}_{B/G_1} - \mathbf{r}_{B/E} = 0 \\ \theta_{B/E} - \theta_{G_1/E} - [0 \ \pi/3 \ 0] = 0 \end{pmatrix} = 0 \quad (6)$$

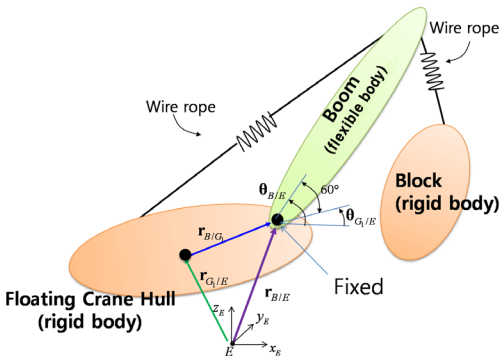


Fig. 2 Configuration of the multibody system for the floating crane hull, boom, and block with the kinematic constraints between the floating crane hull and boom

4.2 다물체계 운동방정식

해상 크레인, 붐 그리고 블록으로 이루어진 다물체의 운동방정식은 식 (7)과 같이 각 물체에 대한 미분 방정식 형태의 운동방정식과 대수 방정식 (algebraic equation)의 kinematic constraints의 연립 방정식 형태로 구성된다⁽⁶⁾.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}(\mathbf{q}) & \mathbf{C}_q^T(\mathbf{q}) \\ \mathbf{C}_q(\mathbf{q}) & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}(\mathbf{q})\mathbf{q} + \mathbf{Q}_e(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}, t) + \mathbf{Q}_v(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \\ -\mathbf{C}_u - 2\mathbf{C}_q \dot{\mathbf{q}} - (\mathbf{C}_q \dot{\mathbf{q}})_q \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서 \mathbf{q} 는 각 물체의 위치와 자세를 나타내는 일반화 좌표(generalized coordinates)이다. \mathbf{M} 은 해상 크레인, 중량물, 그리고 탄성붐으로 구성된 전체 시스템의 질량 행렬이다. \mathbf{K} 는 시스템 전체의 강성 행렬이다. \mathbf{Q}_v 는 코리올리 힘과 회전력이 포함된 2 차 속도 벡터이며 유도 과정은 박광필 등⁽⁴⁾을 참조한다. $\mathbf{C}_q^T(\mathbf{q})\lambda$ 는 kinematic constraints로부터 유도된 구속력이고 λ 는 Lagrange multiplier이다. 오른쪽 아래 첨자는 그 변수로의 미분을 의미한다. \mathbf{Q}_e 는 일반화 좌표 방향으로 작용하는 외력이다.

4.3 외력

외력으로 해상 크레인에는 선박유체정역학 힘, 선박유체동역학 힘, 와이어 로프 장력, 계류력(mooring force), 그리고 중력이 고려되었다. 붐과 블록에 중력과 와이어 로프의 장력이 고려되었다.

선박유체정역학 힘은 식 (8)과 같다. 여기에서 ρ 는 해수 밀도, $V(\mathbf{q}, t)$ 는 매 단위시간마다 변하는 해상 크레인 선체의 자세와 파고를 고려한 해상 크레인의 침수 부피를 나타낸다.

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{Hydrostatic}(\mathbf{q}, t) = & [0; 0; \\ & \rho g \int_{V(\mathbf{q}, t)} dV; \rho g \int_{V(\mathbf{q}, t)} y_{Buoyancy} dV; \\ & -\rho g \int_{V(\mathbf{q}, t)} x_{Buoyancy} dV; 0; 0; \mathbf{0}_{(12+6n)}]^T \end{aligned} \quad (8)$$

선박유체동역학 힘 중 방사력(radiation force)은 상용 프로그램에서 계산된 주파수 영역의 부가 질량 a_{ij} 와 감쇠 계수 b_{ij} 를 Cummins equation⁽⁸⁾을

사용하여 식 (9)와 같이 시간 영역에서 계산하였다. 여기서 i 와 j 는 해상 크레인 선체의 6자유도 운동을 의미한다.

$$\mathbf{Q}_{Radiation,i}(\dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}, t) = \begin{cases} -A_{ij}\ddot{x}_{G_i/E,j} - \int_0^\infty B_{ij}(\tau) \cdot \dot{x}_{G_i/E,j}(t-\tau) d\tau \\ \quad , i, j = 1, \dots, 6 \\ 0, i = 7, \dots, 18+6n \end{cases} \quad (9)$$

where,

$$\begin{cases} B_{ij}(\tau) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty b_{ij}(\omega) \cos(\omega\tau) d\omega \\ A_{ij} = a_{ij}(\omega) + \frac{1}{\omega} \int_0^\infty B_{ij}(\tau) \sin(\omega\tau) d\tau \end{cases}$$

선박유체동역학 힘 중 파기진력(wave exciting force)은 식 (10)과 같이 주파수 영역에서 계산된 힘에 위상차 (phase) ϵ 를 고려하여 사용하였다.

$$\mathbf{F}_{Exciting}(t) = \mathbf{C}_{Exciting} \cos(\omega t + \epsilon) \quad (10)$$

와이어 로프는 여러 가닥의 와이어가 꼬여 있는 형태를 가지고 있기 때문에 장력과 회전 모멘트가 서로 연성되어 있다. 이 연성 효과를 고려한 와이어 로프의 장력은 식 (11)과 같다. 각 항의 자세한 식은 식 (12)와 같으며, 계수 $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1$ 는 와이어 로프의 제원과 형상에서 계산한다. 식에 사용되는 각 벡터는 Fig. 3에 나타나있다.

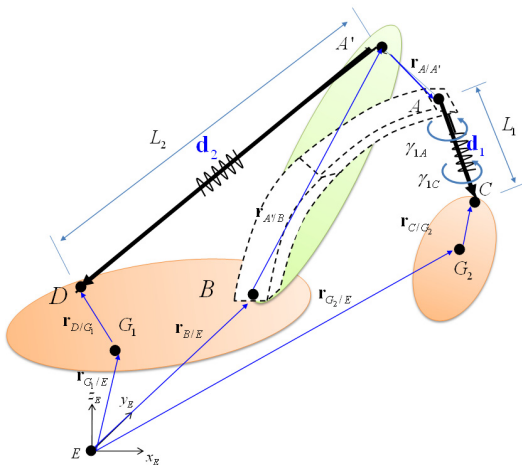


Fig. 3 Configuration of the wire ropes for the calculation of tension

$$\mathbf{Q}_{Wire}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(6 \times 1)} \\ \mathbf{Q}_{Wire,G_2}^1(\mathbf{q}) \\ \mathbf{Q}_{Wire,B}^1(\mathbf{q}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{Wire,G_1}^2(\mathbf{q}) \\ \mathbf{0}_{(6 \times 1)} \\ \mathbf{Q}_{Wire,B}^2(\mathbf{q}) \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{Q}_{Wire,G_2}^1(\mathbf{q}) = - \begin{bmatrix} \mathbf{I} & {}^E \mathbf{R}_{G_2} \tilde{\mathbf{r}}_{A'/B} \bar{\mathbf{G}}_{G_2} \\ 0 & {}^E \mathbf{R}_{G_2} \bar{\mathbf{G}}_{G_2} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \alpha_1 \boldsymbol{\epsilon}_1 \\ 0 \\ 0 \\ \beta_1(\gamma_{1C} - \gamma_{1A}) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{Q}_{Wire,B}^1(\mathbf{q}) = [\mathbf{I} \quad -{}^E \mathbf{R}_B \tilde{\mathbf{u}}^{ij} \bar{\mathbf{G}}^i \quad {}^E \mathbf{R}_B \mathbf{S}^{ij} \mathbf{B}_1^{ij} \mathbf{B}_2^i]^T [\alpha_2 \boldsymbol{\epsilon}_1]$$

$$\mathbf{Q}_{Wire,G_1}^1(\mathbf{q}) = -[\mathbf{I} \quad {}^E \mathbf{R}_{G_1} \tilde{\mathbf{r}}_{D/G_1} \bar{\mathbf{G}}_{G_1}]^T [\alpha_2 \boldsymbol{\epsilon}_2]$$

$$\mathbf{Q}_{Wire,B}^2(\mathbf{q}) = [\mathbf{I} \quad -{}^E \mathbf{R}_B \tilde{\mathbf{u}}^{ij} \bar{\mathbf{G}}^i \quad {}^E \mathbf{R}_B \mathbf{S}^{ij} \mathbf{B}_1^{ij} \mathbf{B}_2^i]^T [\alpha_2 \boldsymbol{\epsilon}_2] \quad (12)$$

$$\boldsymbol{\epsilon}_1 = \left(\frac{\|\mathbf{d}_1\| - L_1}{\|\mathbf{d}_1\|} \right) \mathbf{d}_1$$

$$\boldsymbol{\epsilon}_2 = \left(\frac{\|\mathbf{d}_2\| - L_2}{\|\mathbf{d}_2\|} \right) \mathbf{d}_2$$

$$\mathbf{d}_1 = (\mathbf{r}_{G_2/E} + {}^E \mathbf{R}_{G_2} \mathbf{r}_{C/G_2}) - (\mathbf{r}_{B/E} + {}^E \mathbf{R}_B (\mathbf{r}_{A/B} + \mathbf{r}_{A/A'}))$$

$$\mathbf{d}_2 = (\mathbf{r}_{G_1/E} + {}^E \mathbf{R}_{G_1} \mathbf{r}_{D/G_1}) - (\mathbf{r}_{B/E} + {}^E \mathbf{R}_B (\mathbf{r}_{A/B} + \mathbf{r}_{A/A'}))$$

계류력은 현수선(cenary)으로 가정하여 식 (13)과 같이 계산한다. 여기에서 $T_{H,k}(\mathbf{q})$ 는 k 번째 계류선의 수평 방향 힘이고, ψ_k 는 각 계류선(mooring line)이 해상 크레인의 선체와 이루는 각도이다.

$$\mathbf{Q}_{Mooring}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^n T_{H,k}(\mathbf{q}) \cos \psi_k & \sum_{k=1}^n T_{H,k}(\mathbf{q}) \sin \psi_k \\ \mathbf{0}_{(1 \times 3)} & \sum_{k=1}^n T_{H,k}(\mathbf{q}) [x_k \sin \psi_k - y_k \cos \psi_k] \\ \mathbf{0}_{(1 \times (12+6n))} \end{bmatrix}^T \quad (13)$$

5. 리프팅 해석

5.1 제원 및 자유도

해상 크레인 선체는 길이 110 m, 폭 46 m, 높이 7.5 m, 질량 16,449 ton이며, 시뮬레이션에 사용한 흘수는 3.75 m로 가정하였다. 붐은 길이 130 m, 단면적 $6,337 \text{ cm}^2$, 단면의 2차 모멘트 $5.7160 \times 10^8 \text{ cm}^4$, 질량 1,200 ton이고, Young's modulus는 $210,000 \text{ N/mm}^2$ 를 사용하였다. 블록은 길이 15 m 폭 10 m 높이 30 m의 육면체로 가정하고, 질량은 1,300 ton이다. 와이어 로프 길이는 블록과 붐 사이가 50 m,

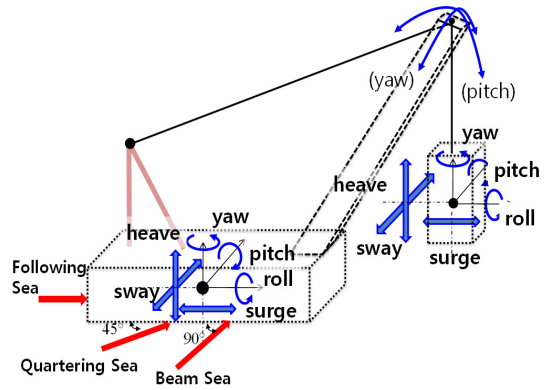


Fig. 4 Degree-of-freedom of the floating crane, the barge and the boom, and the wave directions

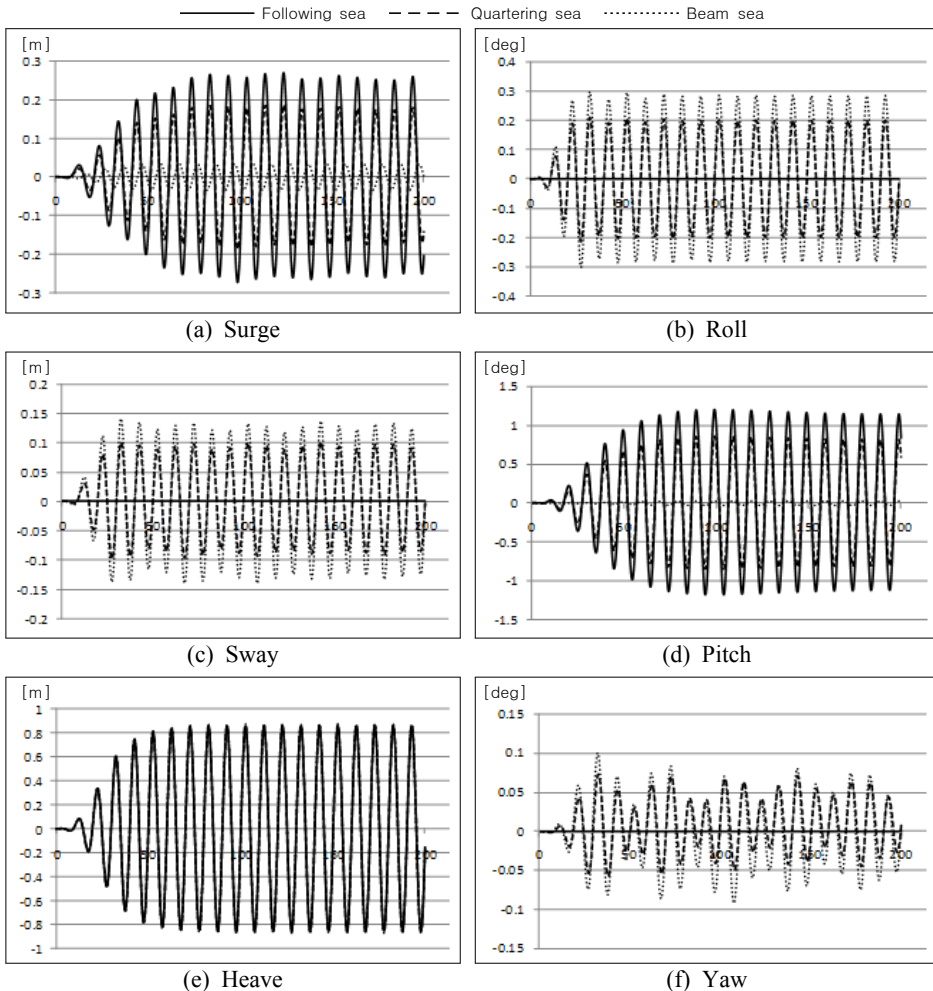


Fig. 5 (a) Surge, (b) roll, (c) sway, (d) pitch, (e) heave and (f) yaw motions of the floating crane under the following, quartering, and beam sea conditions

뿔과 해상 크레인 선체 사이가 174 m이다. 해양파는 파고(wave amplitude) 0.5 m, 파장(wave length) 156 m의 규칙파(regular wave)를 고려하였는데, 이것은 조선소 작업 해상에서 계측되는 파고와 주기 중에서 비교적 큰 값에 해당된다. Fig. 4에 해양파의 방향과 해상 크레인, 뿔 그리고 블록의 자유도를 나타내었다. 해양파는 입사각에 따라 선미파(following sea), 선미 사파(quartering sea), 그리고 횡파(beam sea)를 고려하였다. 해상 크레인 선체와 블록은 전후 동요(surge), 좌우 동요(sway), 상하 동요(heave), 종동요(pitch), 횡동요(roll), 그리고 선수 동요(yaw)

를 하며, 뿔은 해상 크레인 선체에 고정된 상태에서 상하 동요(pitch), 좌우 동요(sway)와 같은 거동을 고려하였다. 수치적 방법으로 운동방정식을 풀어 동적 거동을 시뮬레이션 하였으며, 시뮬레이션 프로그램의 구성과 수치 기법은 차주환 등⁹⁾을 참조한다.

5.2 동적 거동 시뮬레이션

해양파의 방향에 따른 해상 크레인의 3차원 동적 거동 시뮬레이션의 결과는 Fig. 5와 같다. 해상 크레인의 6자유도 동적 거동에 대한 최대 진폭값은 Table 1에 나타내었다. 선미파에 의해 좌우 동요,

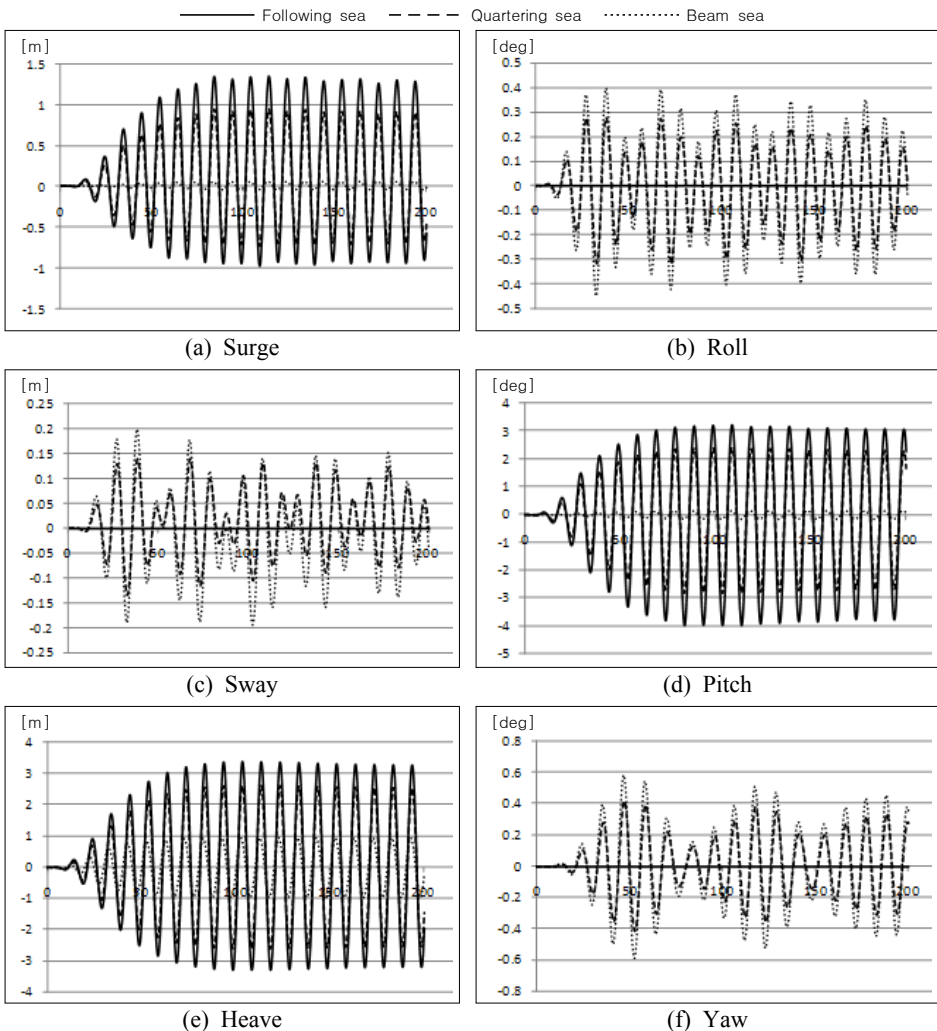


Fig. 6 (a) Surge, (b) roll, (c) sway, (d) pitch, (e) heave and (f) yaw motions of the block under the following, quartering, and beam sea conditions

횡동요, 그리고 선수 동요는 발생하지 않으며, 전후 동요와 종동요가 각각 0.25 m와 1.25°진폭으로 다른 방향의 해양파에 비해 가장 크게 발생하는 것을 알 수 있다. 상하 동요의 경우는 해양파의 방향에 크게 변화 없이 약 0.8 m의 진폭으로 거동하였다. 횡파의 경우에는 다른 방향에 비해 좌우 동요와 횡동요가 크게 나타났으며, 최대 진폭은 각각 0.14 m와 0.3°이다. 전후 동요와 종동요는 횡파의 경우에도 나타나는 것을 볼 수 있는데, 이것은 중량물의 동적 거동으로 해상 크레인에 종동요 모멘트가 작용하기 때문이며, 이와 같은 현상은 이 논문에서 구성한 운동방정식이 3차원의 동적 거동을 시뮬레이션하는 것을 보여준다.

블록의 3차원 동적 거동 시뮬레이션 결과는 Fig. 6과 같다. 블록의 6자유도 동적 거동에 대한 최대 진폭값은 Table 2에 나타내었다. 전후 동요는 선미 파일 때 약 1.4 m로 가장 크게 나타나며, 횡파의 경우에도 해상 크레인에 의한 종동요 모멘트의 영향으로 전후 동요가 나타난다. 좌우 동요의 경우는 선미 사파와 횡파의 경향이 유사하지만, 횡파의 경우에

Table 1 Maximum value of the surge, roll, sway, pitch, heave, and yaw motions of the floating crane under the following, quartering, and beam sea conditions

	Following sea	Quartering sea	Beam sea
Surge(m)	0.25	0.19	0.03
Sway(m)	0	0.1	0.14
Heave(m)	0.8	0.8	0.8
Roll(°)	0	0.2	0.3
Pitch(°)	1.25	0.8	0
Yaw(°)	0	0.06	0.1

Table 2 Maximum value of the surge, roll, sway, pitch, heave, and yaw motions of the block under the following, quartering, and beam sea conditions

	Following sea	Quartering sea	Beam sea
Surge(m)	1.4	0.9	0.1
Sway(m)	0	0.14	0.2
Heave(m)	3	2.5	1
Roll(°)	0	0.29	0.4
Pitch(°)	3	2.2	0.1
Yaw(°)	0	0.4	0.6

최대값 기준으로 25 % 정도 더 크게 나타난다. 상하 동요는 선미파일 때 진폭이 약 3 m로 가장 크게 나타나며 횡파일 경우에도 약 1 m로 나타난다. 횡동요 경우에도 선미 사파와 횡파의 결과는 유사한 경향을 보여주지만, 횡파일 때 최대값 기준으로 약 25 % 정도 큰 값이 나타난다. 종동요는 선미파일 때 최대 약 3°로 나타나며, 해상 크레인의 영향으로 횡파인 경우에도 중량물의 종동요가 발생하는 것을 볼 수 있다. 선수 동요는 선미 사파와 횡파의 경향이 유사하게 나타나지만 횡파의 경우가 최대값 기준으로 약 30 % 정도 큰 것을 볼 수 있다.

6. 결론 및 향후 연구

이 논문에서는 해양파 조건에 의한 해상 크레인의 작업 안정성을 평가하기 위한 리프팅 해석을 수행하였다. 해상 크레인과 블록은 각각 6자유도로 고려하였고, 붐은 유한요소 정식화 방법에 의해 3차원 변위를 가지는 빔 요소로 모델링 하였다. 파고 0.5 m 파장 156 m의 규칙파에 대해 방향을 선미파, 선미 사파, 횡파로 변경하며 해상 크레인과 중량물의 동적 거동을 비교하였고, 선미파에 의한 전후 동요와 종동요의 거동이 가장 크게 나타나는 것을 확인하였다 이후 탄성체를 포함하는 상용 다물체 동역학 소프트웨어에 강제 유체력을 구현하여, 이 논문에서 분석한 해양파의 방향에 따른 중량물의 동적 시뮬레이션 결과의 타당성을 검증할 예정이다.

후 기

이 연구는 a) 대우조선해양(주) b) 국방과학연구소 수중운동체기술특화센터 SM-11과제 “수중 운동체의 체계/부체계 기능 및 성능 시뮬레이션을 위한 네트워크 기반의 가상(Virtual) 복합 시스템 모델 구조(Architecture) 연구” c) 서울대학교 해양시스템공학연구소 d) 서울대학교 BK 21 해양기술인력양성사업단 f) 한국학술진흥재단(KRF-2008-314-D00494)의 지원을 받아 연구되었음을 밝히며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Al-Sweiti, Y. and Söfker, D., 2007, “Cargo

Pendulation Suppression of Ship Cranes With Elastic Booms,” Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, Vol. 13, No. 6, pp. 503~529.

(2) Ren, H., Wang, X., Hu, Y. and Li, C., 2008, “Dynamic Response Analysis of a Moored Crane-ship with a Flexible Boom,” Journal of Zhejiang University ScienceA, Vol. 9, No. 1, pp. 29~31.

(3) Park, K. P., Cha, J. H. and Lee, K. Y., 2010, “Analysis of Dynamic Response of a Floating Crane and a Cargo with Elastic Booms Based on Flexible Multibody System Dynamics,” Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 47, No. 1, pp. 47~57.

(4) Park, K. P., Cha, J. H. and Lee, K. Y., 2009, “Automation of 3 Dimensional Beam Modeling based on Finite Element Formulation for Elastic Boom of a Floating Crane,” Proceeding of Korean Society of

CAD/CAM Engineers, pp. 79~85.

(5) Seo, J. H, Jung, I. H., Han, H. S. and Park, T. W., 2004, “Dynamic Analysis of a Very Flexible Cable Carrying A Moving Multibody System,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 2, pp. 150~156.

(6) Shabana, A. A., 2005, Dynamics of Multibody Systems, Thirdedition, Cambridge University Press.

(7) Przemieniecki, J. S., 1968, Theory of Matrix Structural Analysis, McGraw-Hill, New York.

(8) Cummins, W. E., 1962, “The Impulse Response Function and Ship Motions,” Schiffstechnik, Vol. 9, pp. 101~109.

(9) Cha, J. H., Park, K. P. and Lee, K. Y., 2010, “Numerical Analysis for Nonlinear Static and Dynamic Response of a Floating Crane with Elastic Boom,” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 34, No. 4, pp. 501~509.