

해양플랜트용 라티스 붐 크레인의 최적 설계에 관한 연구

A Study on the optimal design of lattice boom crane for offshore plant

김현지¹, 김지혜², 박상혁¹, 최시연³, 허선철^{4*}

Hyun-ji Kim¹, Ji-hye Kim², Sang-hyeok Park¹, Si-yeon Choi³, Sun-chul Huh^{4*}

〈Abstract〉

In manufacturing An offshore plant is a structure that produces resources buried in the seabed. It can be classified into fixed, floating, and hybrid methods depending on the installation method. In particular, the Lattice boom type crane is typically used because it is used for a long time in the sea and moves to other seas, which is less affected by wind. In this study, the crane was designed by using three-step optimization design in the early stage of the design of Lattice boom crane for offshore plant. Finite element analysis was performed to verify the safety factor, deflection, buckling coefficient and fatigue life of the designed crane and the results were verified.

Keywords : Offshore Plant, Optimal Design, Lattice Boom Crane, Structure Analysis, Fatigue Analysis

1 김현지, 경상대학교 일관대학원 에너지기계공학과
E-mail: hjkimgnu@gnu.ac.kr
2 김지혜, 앤플럭스 리서치센터
E-mail: kimjh@anflux.com
3 최시연, 한국폴리텍 대전캠퍼스 기계시스템과, 교수
E-mail: csy0813@kopo.ac.kr
4* 허선철, 경상대학교 에너지기계공학과, 정교수
E-mail: schuh@gnu.ac.kr

1 Graduate school of Gyeongsang National University
2 Research center, Anflux
3 Dept. of Mechanical engineering system, KOPO
4* Dept. of energy mechanical engineering, GNU

1. 서론

해양플랜트란 해저에 매장된 자원을 생산하는 구조물로 설치방식에 따라 고정식(Fixed), 부유식(Floating), 하이브리드(Hybrid) 방식으로 구분할 수 있다. 최근에는 근해에 매장된 에너지자원이 점점 고갈되어 심해로 장거리 이동이 가능한 부유식 해양플랜트 구조물이 각광받는 추세이다.[1]

부유식 해양플랜트에는 대형시추 장비 및 시추 파이프 등을 이송시키기 위해 크레인이 최소 3대 이상 탑재된다.[2] 특히 바다에서 장기간 사용되며 다른 해상으로 이동하기 때문에 바람에 영향을 적게 받는 라티스 붐 타입 크레인이 대표적으로 사용된다.

본 연구에서는 해양플랜트용 라티스 붐 크레인의 설계초기단계에서 세 단계 최적화설계법을 이용하여 크레인을 설계하였다. 구조물의 전체적인 크기와 형상을 결정하기 위해 형상 최적화를 수행하였으며, 위상 최적화를 통해 크레인의 트러스 구조를 설계 하였다. 또한 단면 최적화를 통해서 구조물의 중량과 안전성을 고려하여 최적 단면 두께를 설계하였다. 설계된 크레인의 안전율, 처짐량, 좌굴 계수 및 피로수명을 검증하기 위해 유한요소해석을 실시하고, 결과를 검증하였다.

2. 이론적 배경

구조물의 최적화를 위해서는 구조물을 구성하는 요소들을 변수로 정의하여야 한다. 해양크레인 설계에서 통합된 최적화 설계법을 적용함으로써 크레인의 설계 단계를 세 가지로 나누어 최적화 하였고, 각 설계 단계에 대한 내용과 순서를 Fig. 1에 나타내었다. 이 단계를 통해서 구조물의 중량

을 줄이면서 안전성은 만족시키는 최적의 단면 설계변수를 찾는다.

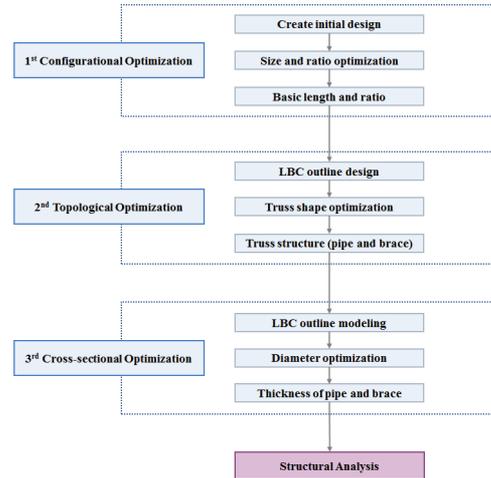


Fig. 1 Optimization design process

2.1 형상 최적화

최적화 전에 구조물의 기하학적 형상은 미리 여러 요소들을 고려하여 결정한다. 구조물의 형상이나 기하학적 배치에 관련되는 설계변수로 구조물 각 파트들의 길이 비와 단면의 가로, 세로 비율을 결정하여 구조물의 기본적인 형상 및 모양을 결정한다.

2.2 위상 최적화

구조물의 위상이란 구조시스템을 구성하는 각 부재의 구성 상태 및 상호 연결 관계를 나타내는데, 위상 최적화는 러핑 각도에 따라 불필요한 부재를 소거하여 크레인의 가장 중요하고 복잡한 트러스 형상을 구현한다.

2.3 단면 최적화

구조물의 단면의 치수는 가장 기본적이고 단순한 설계변수이다. 단면 최적화는 형상과 위상 최적화를 통해 선정된 모델의 최적의 두께를 얻기 위해 전체 구조물을 어셈블리 하여 구조해석 한다. 크레인을 구조해석을 통하여 안전성을 평가하고, 해석결과를 분석한다.

3. 형상 최적화

크레인의 첫 번째 최적화 설계 단계로 기본적인 크기, 모양과 형상에 대한 최적의 설계 조건을 찾기 위해 형상최적화 해석을 실시하였다.

3.1 경계조건 설정

이 단계에서는 구조물의 기본 형상을 최적화하기 위해 다른 하중 조건 없이 자중만 고려하였으며, 붐 파트의 양 끝 부분은 고정하였다.

Fig. 2는 형상최적화 초기 모델로 총 길이 43.2 m, 붐 파트 단면 높이는 2.5 m이다. 붐 파트의 총 길이는 고정 한 채로 그림과 같이 구조물 양 끝에 P1,P2의 초기 값을 각각 8 m로 설정하였다. 또한 높이는 2.5 m로 고정하는 대신에 단면의 가로 길이를 설계변수 P3으로 지정하고 초기 값은 2.5 m로 설정하였다.

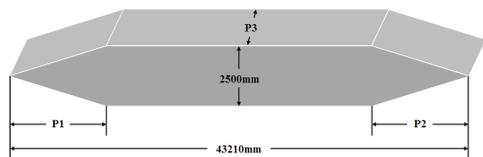


Fig. 2 Modelling for conFigurational optimization

3.2 설계변수 선정

Table 1은 형상최적화의 고정변수와 설계변수를 나타낸 표이다. 형상최적화 단계에서는 경계조건으로서 자중만 고려할 때의 총 중량, 최대 응력과 처짐량을 특성치로 선정하여 설계변수 세 가지와 비교하였고, 서로의 상관관계를 알아보았다.

이 단계에서는 구조물의 붐 파트 형상을 하나의 통 구조로 설계하였기 때문에 총 중량, 최대 응력과 처짐량에 대한 수치의 절대적인 의미는 없으며, 각각의 해석 결과 값을 비교한 상대 값과 증감률로 최적의 조건을 도출하였다.

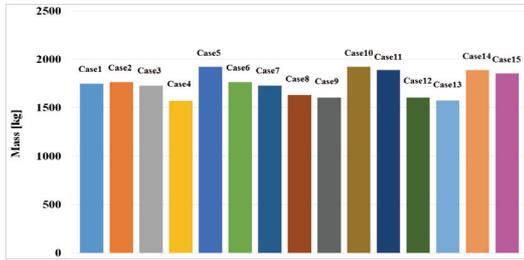
Table 1. Variables of conFigurational optimization

Design variable factor	Factor value		
	P1	P2	P3
Design factor range	7.2~8.8 m	7.2~8.8 m	2.3~2.7 m
Fixed variable factor	Total boom length		Height
Length	43.2 m		2.5 m

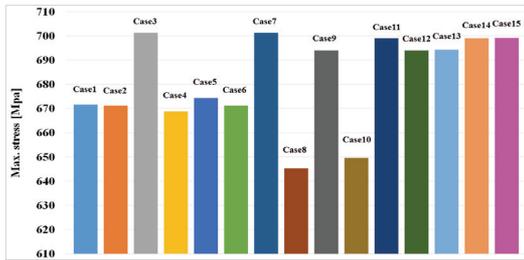
3.3 형상 최적화 결과 분석

Fig. 3은 총 무게, 최대 응력, 최대 변위량을 기준으로 각 Case를 정리한 결과이다. 설계 변수 P1과 P2가 증가할수록 총 중량은 감소하며, 최대 응력과 처짐량은 증가하였다. 또한 P3이 감소할수록 총 중량은 감소하며, 최대 응력과 처짐량도 같이 감소하는 경향을 보였다.

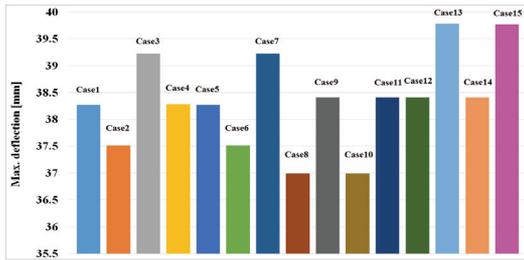
따라서 구조물의 안정성 및 경제성을 고려하여 총 중량 및 응력, 처짐량 모두 최소일 때가 가장 최적의 설계점이며, 형상최적화 결과를 Table 2에 나타내었다.



(a) Solid mass



(b) Max. stress



(c) Max. deflection

Fig. 3 Result of Configurational optimization

Table 2. Results of conFigurational optimization

[mm]	Design factor		
	P1	P2	P3
Value	7355	2296	7355

4. 위상최적화

첫 번째 형상 최적화단계에서 기본적인 구조물의 크기와 모양에 대한 최적 조건을 찾았으며, 이를 바탕으로 정확한 브레이스 개수나 트러스 형상을 구현하기 위해 붐 파트의 위상 최적화해석을 실시하였다.

4.1 경계조건 및 설계변수 선정

크레인과 같이 복잡한 대형 구조물은 3D로 해석할 경우 해석시간이 많이 소요된다. 또한 크레인의 4면을 동일한 패턴으로 사용하기 위해 2D 형상으로 모델링하였다. 가로, 세로 각각 100mm의 크기로 분할하여 약 9700개의 육면체 메쉬로 구성하였다.

또한 이 단계에서는 크레인이 사용되는 최저(28°), 최다(61°), 최고(81°)각도 및 파킹모드(0°)로 해석을 진행하였다.

4.2 위상 최적화 결과 분석

Fig. 4는 위상 최적화의 초기 모델을 나타내며, 크레인의 붐 파트를 5개의 구간으로 나누어 해석하였다. 구간1, 2, 4, 5에는 X형태의 트러스 형상이 나타났지만, 구간3에는 중간 트러스 및 브레이스가 없으며 위, 아래의 두께가 다른 구간에 비해 두껍게 나타났다. 또한, 구간2와 4, 구간1과 5는 대칭적 구조형태를 보였다.

Fig. 5는 위상최적화 결과이다. Fig. 5 (a)는 4개의 결과 중 가장 이상적인 트러스 형상을 나타내었으며, 이를 기준으로 크레인의 설계를 선정하였다. Fig. 5 (b),(c)는 (a)와 비교하였을 때 구간2와 4가 비슷한 구조로 나타났으며, 구간1과 구간

5는 대칭구조를 형성하였다. Fig. 5 (d)는 구간1과 5에서는 트러스 형상은 나타나지 않았으며, 구간2와 4도 비대칭적인 트러스 형태로 나타났다.

위 결과를 토대로 구조물의 안전성과 제작의 편리성, 실용성을 고려하여 트러스 형상을 세 단계에 걸쳐 재설계하고 각 단계별 형상을 Fig. 6에 나타내었다.



Fig. 4. Original model of topological optimization

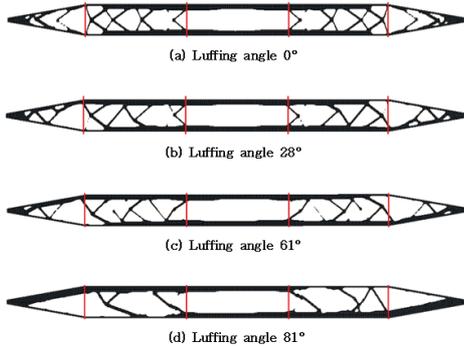


Fig. 5 Each case results of topological optimization

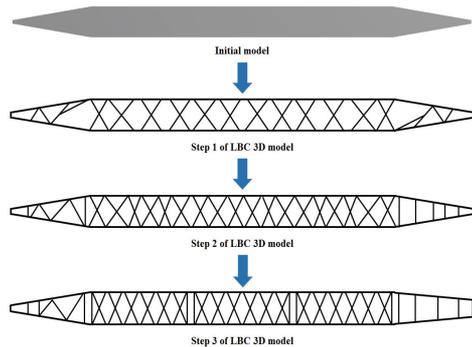
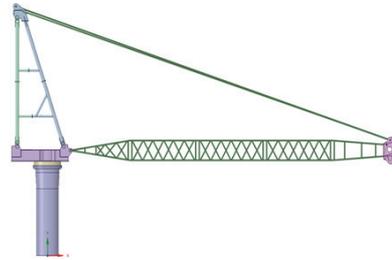


Fig. 6 Modeling of truss shape



(a) Optimized boom parts



(b) Assembled Lattice Boom Crane

Fig. 7 Results of topological optimization

5. 단면최적화

크레인 설계 시 구조물의 단면 치수 및 두께는 가장 기본적인 설계변수이다. 크레인의 붐 파트 경량화를 목적으로 파이프와 브레이스의 최적 단면두께를 구하기 위해 크레인의 페테스탈, 데크, 갠트리 파트를 3D로 모델링하였으며, 붐 파트는 라인으로 모델링하였다.

5.1 경계조건 설정

Fig. 7 (a)는 형상과 위상 최적화를 통해 설계된 붐 파트이며, Fig. 7 (b)는 크레인의 전체 모델이다. 붐 파트의 러핑 각도를 유지하기 위해 러핑 와이어를 갠트리와 붐 헤드에 연결하여 붐 파트를 고정시켰다. 붐 파트의 최적 단면설계변수를 찾기 위하여 파이프와 브레이스의 내부직경을 설계변수로 두어 최적화 해석을 실시하였다.

5.2 설계변수 선정

파이프의 외부직경은 168.3 mm, 브레이스의 외부직경은 143.3 mm로 고정 한 채로 파이프와 브레이스의 내부 직경만 변수로 두어 단면 최적화 해석을 수행하였다. 초기 파이프 두께는 12.5 mm, 브레이스 두께는 8 mm이며, Fig. 8은 설계 변수의 단면도이고, Table 5는 내부직경과 두께의 변수 범위이다.

또한 크레인 사용 각도별로 안전성을 평가하기 위하여 각도 조건을 0°, 28°, 61°, 81° 로 선정하고 해석을 진행하였다.

러핑 각도 0° 의 경우는 크레인이 사용되지 않는 조건으로 A(고정), B(자중), C(가속도) 조건만 적용하였으며, 러핑 각도 28°, 61° 와 81° 에는 추가적으로 D(리프팅 하중)와 E(호이스팅 하중) 조건을 부여하였다.

또한, 설계변수가 포함된 볼 파트는 메쉬를 100 mm로 생성 하였으며, 페테스탈, 테크, 갠트리, 볼헤드는 평균 200 mm로 설정하였다.

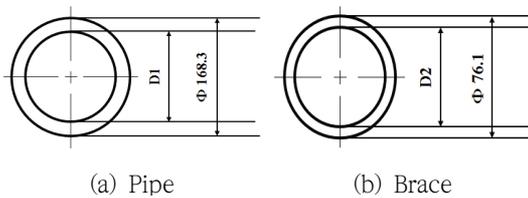


Fig. 8 Sectional schematic Boom

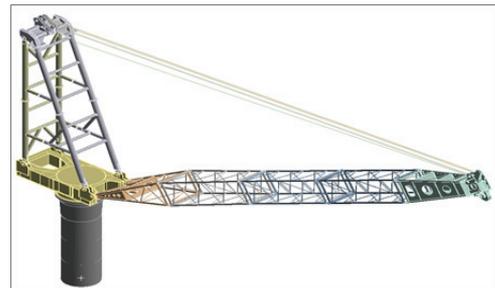
Table 3. Range of cross-sectional optimization

[mm]	Pipe_D1	Brace_D2
Inner diameter	128.97~157.6	54.09~66.11
Thickness	5.335~19.665	4.995~11.005

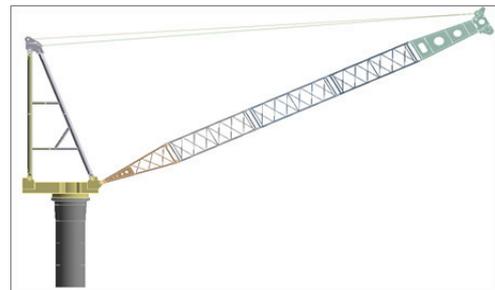
5.3 단면 최적화 결과 분석

단면 최적화 결과, 모든 조건에서 처짐량은 300 mm 이하로 발생하여 선급 규정을 만족하였으며, 구조물의 최대응력이 허용응력 237 MPa 보다 적어 안전율을 만족하였다.

Fig. 9는 형상, 위상, 단면 최적화 단계를 통해 선정된 최종 모델이다. 단면 최적화 결과를 통하여 최적의 두께를 선정하였고, 응력 집중을 받는 볼의 첫 번째 파트와 최대 응력이 발생한 다섯 번째 파트에 구멍이 있는 10 mm의 보강재를 추가하였다. 보강재는 집중된 응력을 분산시킬 수 있으며, 총 6개의 보강재를 추가하였다.



(a) ISO view



(b) Front view

Fig. 9 Final optimized modeling of Lattice Boom Crane

6. 구조해석

최적화된 설계를 바탕으로 구조물의 하중 및 응력분포와 변위량을 확인하기 위해 구조해석을 실시하였으며, 모델의 안전성을 검증하였다.

6.1 경계조건 설정

크레인의 구조해석은 실제 크레인의 환경을 구현하기 위해 설계 기준을 통하여 경계조건을 적용하였다. Fig. 10은 러핑 각도 28° 일 때 경계조건의 그림으로 A(자중), B(고정), C(가속도), D,E(권상하중) 와 F(호이스팅하중) 조건을 적용하였다.

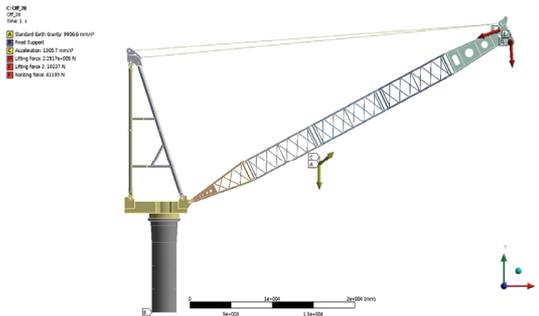


Fig. 10 Boundary conditions for structural analysis

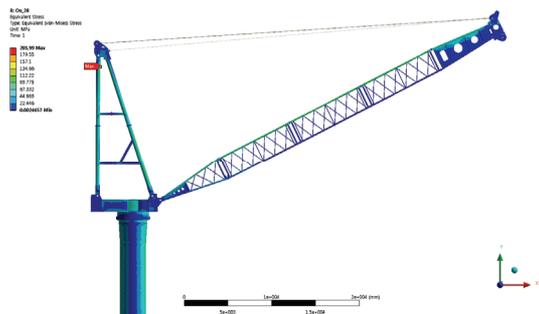


Fig. 11 Max. stress results of structural analysis

또한, 크레인의 3D 모델로부터 정확한 해석결과를 얻기 위해 격자 크기를 페데스탈과 갠트리는

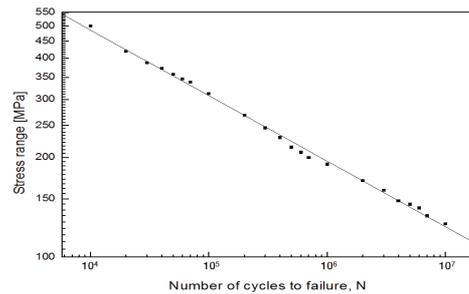
100 mm, 데크는 180 mm, 붐 파트는 50 mm로 조밀하게 생성하였다.

6.2 구조해석 결과

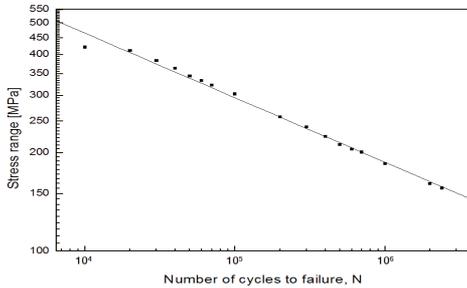
Fig. 11은 Luffing angle 28° 의 구조해석 결과이다. 접안 시 육상에의 러핑 각도 28° 에서 구조해석 한 결과, 크레인의 최대 응력은 갠트리의 뒷부분에서 201.99 MPa 발생하였으며, 전체 구조물의 변위량이 333.39 mm이다. 크레인이 사용되는 최저 각도이기 때문에 가장 큰 권상하중이 적용되며, 갠트리 부분과 붐 파트의 윗부분에 비교적 큰 응력이 분포하였다. 안전율 계산결과 약 3 이상으로 선급규정(1.5)를 충족한다.

7. 피로해석

Fig. 12는 크레인에 사용된 S355J2와 DH36의 S-N 선도이며, 피로에 따른 강도저하를 그래프로 나타낸 것으로 피로해석 시 필수조건으로 고려해야한다. 따라서 피로해석을 위해 이를 활용하여 구조물의 피로수명을 예측한다.



(a) S355J2



(b) DH36

Fig. 12 S-N Curve

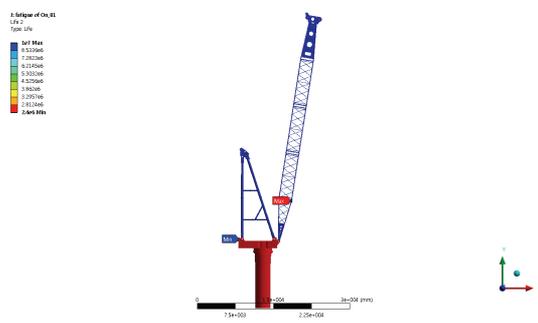


Fig. 13 Results of fatigue analysis

7.1 경계조건 설정

크레인의 피로 수명을 예측하기 위해 선급 규정 API 및 DNV 규정[3-4]에 따라 가장 큰 응력이 발생했던 육상에서 Case 3의 조건으로 피로 해석을 실시하였다. 따라서 육상에서 Case 3의 리프팅 하중을 제외한 다른 경계조건은 똑같이 적용하였고, 리프팅 하중은 선급 규정에 따라 50%로 적용하였다.

7.2 피로해석 결과

구조물의 피로 파괴 가능성과 피로수명을 예측하기 위하여 선급규정에 따라 피로해석을 실시하

고, 크레인의 수명을 예측하기 위해 최소 cycle을 기준으로 계산하였다. 그 결과 S355J2가 사용된 붐 파트와 갠트리의 수명은 약 10,000,000 cycle, DH36이 사용된 데크와 페테스탈 파트의 수명은 약 2,400,000 cycle로 최소 규정 1,000,000 cycle을 만족하였다. Fig. 13의 붐 파트의 피로 해석 결과를 보면 구조물 전체에서 약 10,000,000 cycle 사용 가능하다.

해양구조물의 기자재는 일반적으로 25~30년의 수명을 가지지만, 안전상의 이유로 수명기간을 모두 채우지 않고 약 20년 사용 후 교체 한다. 이렇듯 최적화를 통해 설계된 크레인은 약 43년의 수명을 가져 일반적인 크레인보다 10년 이상 더 오래 사용할 수 있다.

8. 결론

본 논문에서는 형상최적화, 위상최적화, 단면최적화 단계를 순차적으로 거쳐 선박형태의 해양플랜트에 탑재되는 해양크레인 Lattice Boom Crane을 설계 하였다. 이를 통해 최적화 된 모델의 구조 안전성 및 내구수명을 유한요소해석을 이용하여 분석하였다.

그 결과, 최적화를 통해 설계된 크레인은 약 43년의 수명을 가져 일반적인 크레인의 내구수명 (20년)보다 약 10년 이상 수명이 향상되었으며, 향후 해양구조물의 수명 향상을 위한 연구를 진행할 계획이다.

참고문헌

[1] Wenjun Li, Jiong Zhao, Zhen Jiang, Wei Chen, Qicai Zhou, "A numerical study of the overall stability of flexible giant crane booms",

- Journal of Constructional Steel Research, Vol. 105, pp. 12-27, (2015).
- [2] Xianchao Kong, Zhaohui Qi, GangWang, “Elastic instability analysis for slender lattice-boom structures of crawler cranes”, Journal of Constructional Steel Research, Vol. 115, pp. 206-222, (2015).
- [3] API, “Offshore Pedestal-Mounted Crane”, API Specification 2C, (2012).
- [4] DNV, “Standard for Certification No.2.22 Lifting Appliances”, (2013).
-
- (접수: 2019.10.25. 수정: 2019.11.22. 게재확정: 2019.12.05.)