

이동식 크레인 붐의 최적설계

유광선*, 박정완⁺, 히다카 신이치⁺, 한석영⁺⁺
(논문접수일 2010. 09. 10, 심사완료일 2010. 11. 15)

Optimum Design of Movable Hydraulic Crane Booms

Kwang seon Yoo*, Jeong Wan Park⁺, Hidaka Sinichi⁺, Seog young Han⁺⁺

Abstract

Optimum design of movable hydraulic crane's booms for weight reduction was performed in this study. Since the boom weight of the present used booms is very heavy, it is needed to make them lighter structure as possible as we can. Optimum design was performed for the booms by changing from the hexagonal cross section to triangular truss structure under the conditions, which are the allowable stress for the present cross section must be maintained, and the optimized weight must be minimized. CATIAV5 was used for stress analysis and design variables were established as the height and width of the triangular truss structure. As the results, it is found that the height of the truss structure is increased in proportion to the height of the booms and the maximum stress for optimal truss structure was obtained as 412MPa, which is lower than the allowable stress for the present hexagonal cross section. The optimized weight of the booms is reduced to about 19.88% comparing to the original weight.

Key Words : Movable hydraulic crane(이동식 유압 크레인), Booms(붐), weight reduction(경량화), Finite element analysis(유한요소 해석)

1. 서론

크레인은 중량물을 들어 올리거나 좌우, 전후로 이동시키는 기능을 가진 설비로서 사용목적과 기능에 따라 매우 다양

한 형태로 제작되어 건축, 토목 및 각종 공사에 많이 사용되고 있다. 유압식 트럭 크레인(telescopic or hydraulic crane) 또는 이동식 유압 크레인(movable hydraulic crane)은 기계식 크레인(lattice type)과 함께 이동식 크레인의 한 종류로

* 한양대학교 일반대학원 기계공학과
+ 한양대학교 기계공학부
++ 교신저자, 한양대학교 기계공학부 (syhan@hanyang.ac.kr)
주소 : 서울시 성동구 행당동 17 한양대학교 공업센터 M202-1

서 붐(boom) 길이를 자유롭게 변화시키기 위해서 유압기구를 사용하고, 캐리어(carrier)로 트럭의 차대 또는 트럭 크레인의 전용 차체를 이용하여 크레인 장치를 설치한 것을 지칭한다. 유압식 트럭 크레인은 단면이 박스형 구조로 되어있고, 작업 환경에 영향을 많이 받지만, 붐의 길이가 유압 실린더에 의해 자유롭게 조절되어 도식에서 이동성이 좋고, 작업 성능이 우수하여 다양한 용도로 사용되고 있다. 기존의 크레인의 붐은 무거운 중량으로 인하여 상하이동, 좌우, 전후 이송 등을 위한 유압장치의 고출력이 요구된다. 또한, 크레인의 운동성, 에너지 소모량 및 내구성 등은 크레인의 중량과 직접적으로 관계되므로 크레인의 경량화는 크레인의 성능개선에 있어서 매우 중요하다. 그 중에서도 실제 인양하중과 크게 관련이 되는 크레인의 붐 부분에 대한 경량화는 더욱 중요하다고 볼 수 있다. 따라서, 기존의 붐 구조물이 받는 최대하중을 받으면서도 안전성을 만족하되 중량과 제조원가를 절감할 수 있는 붐의 최적설계가 필요하다. 기존 크레인 붐에 대한 최적화 연구는 구조해석과 실험을 이용한 압크레인의 경량화 연구⁽¹⁾ 및 굴삭기 붐의 형상 최적설계⁽²⁻⁴⁾ 등이 있다. 김관주⁽¹⁾는 NASTRAN을 사용하여 유압식 크레인 붐의 구조 해석과 육각형 단면에 대한 단면 최적화를 수행하고 실제 실험을 통해 이를 검증하였다. 오성근⁽²⁾은 기존 크레인의 응력 계산을 통해 크레인 붐의 응력 상태 및 안전율을 산출해 재질과 설계변경을 시도하였고, 임오강⁽³⁾은 민감도 근사해석기법을 이용하여 굴삭기 붐의 최적 형상을 설계하였다.

기존 연구에서 볼 수 있듯이 크레인의 경량화에 대한 연구는 붐의 단면에 대한 형상 최적설계가 주로 수행되어 왔다. 하지만 본 연구에서는 가장 최적화된 위상이라고 할 수 있는 수 있는 트러스 구조를 기본으로 하여 붐의 경량화를 시도하였고, 예시된 크레인의 강도를 그대로 유지하면서 붐의 중량을 감소함으로써 크레인의 운용능력을 증대시키고 적재 중량을 증가시키는 것을 목적으로 연구를 수행하였다.

본 논문에서 사용된 크레인은 25톤 대형 직진식 크레인을 기준으로 하였으며, 붐의 형상은 육각형 모델을 사용하였다. 모델링과 최적설계는 CATIAV5를 사용하였으며, 트러스 구조를 기본으로 하여 높이와 트러스 부재의 폭을 설계변수로 선정하여 최적설계를 수행하였다.

2. 해석 조건

2.1 이동식 크레인의 구조

본 연구의 해석에 사용된 크레인은 Fig. 1에 나타난 것과

같다. 크레인의 붐은 육각형 단면이고, 총 6단의 붐으로 이루어져 있으며, 1번 붐부터 6번 붐까지의 총 중량은 23 kN이다. 이 무게는 실제 기중기에서 붐 내부에 포함될 로프, 볼트, 용접부 등의 내부 부재는 모두 제외된 붐만의 무게를 말한다. 내부 부재들이 차지하는 무게는 붐 무게의 약 4%이고, 패드의 경우에는 동일한 크기로 모델링을 해주었으며, 기타 연결에 필요한 부재들은 해석에 영향을 전혀 주지 않는 부위에 위치하기 때문에 해석에서 제외하였다. 크레인에서 변형이 일어나는 부분은 붐에 한정된다고 가정하였고 크레인 차체와 별도로 붐만을 따로 떼어내어 모델링하여 해석을 진행하였다. 크레인의 재원은 Table 1과 같다.

Table 1에서 하중능력(loading capacity)은 각 길이에서의 최대 인양능력을 의미한다. 여기서 166.6/3.3은 크레인의

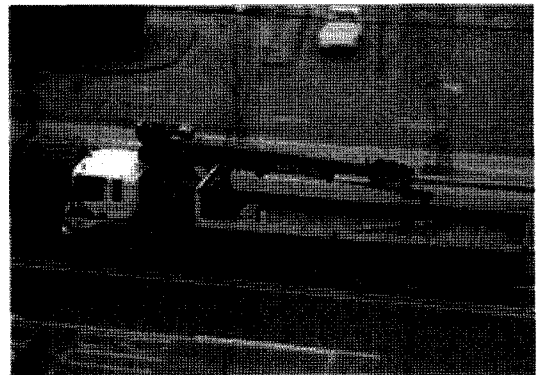


Fig. 1 Crane used in the analysis

Table 1 Specification of a movable hydraulic crane

Major Spec.	Unit	Magnitude
Max. lifting load	kN·m	568.40
Max. lifting height	m	29.7
Max. working radius	m	27.5
Loading capacity	kN/m	166.60/3.3
		83.30/6.4
		43.12/10.6
		27.44/14.8
		19.6/19
		15.68/23.2
		12.74/27.4
Total weight	kN	23

붐이 지면과 수평이 아닐 때의 경우로, 3.3m 는 붐의 최대각도에서의 수평방향 길이를 나타낸다. 6.4m는 모든 붐이 접힌 상태, 10.6m는 2번 붐이 끝까지 나온 상태 등 이러한 방식으로 14.8m, 19m, 23.2m, 27.4m는 각각 3, 4, 5, 6번 붐까지 순서대로 펼쳐진 상태를 의미한다. 즉, 각각의 붐은 최대 4.2m까지 나올 수 있다고 설정하였다.

붐 구조물의 재료는 고장력 고강도강인 ATOS80을 사용하였다. ATOS80의 물성치는 인장강도 784MPa, 밀도 7850 kg/m³, 포아송비(Poisson's ratio) 0.28을 적용하였다.

2.2 하중 조건

이동식 크레인에 대한 강도해석 시 고려되는 하중은 크레인의 자중, 인양하중, 풍하중 및 인양하중의 2%인 측 방향 하중이다. 이러한 하중조건은 노동부고시 제2001-32호 이동식 크레인 구조·규격에 관한 기술상의 지침⁽⁶⁾에 따른다. 붐의 하중에 적용되는 계수는 수직 정하중, 수직 동하중, 수평 동하중이 적용되고 이외에 풍하중이 적용된다. 수직 정하중, 수직 동하중의 계수는 각각 1.1, 1.25이고 수평 동하중은 수평으로 움직이는 부분의 중량의 5% 및 정격하중의 5%에 해당하는 하중이 수평으로 작용하는 것을 의미한다. 여기서 풍하중은 바람에 의해 붐의 단면에 하중이 발생하는 것을

말하는데 아래와 같은 수식으로 정의된다.

$$W = qcA \tag{1}$$

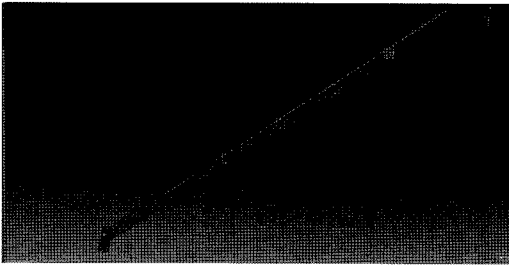
식(1)에서 W 는 풍하중, q 는 속도압, c 는 풍력계수, A 는 압력을 받는 면적을 말한다. 여기서, 속도압(q)은 아래 식과 같이 계산된다.

$$q = 8.4\sqrt{h} \tag{2}$$

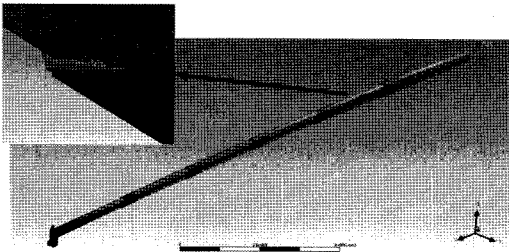
식(2)에서 h 는 바람을 받는 면의 지상으로부터의 높이이며, h 는 각 상황에서의 최대값, 풍력계수 c 는 1.2를 사용하였다. 최대의 하중조건이 걸리게 하기 위하여 풍하중은 가장 많은 하중이 걸리는 방향과 동일한 방향으로 적용하였다.

3. 크레인 붐의 응력해석

크레인 붐의 모델링은 Fig. 2(a)와 같다. 기본적으로 파트 디자인(part design)을 통해 각 붐의 형상을 모델링하고 다시 어셈블리 디자인(assembly design)을 통해 전체 6개의 붐을 모델링하였다. 모델링한 붐을 정적 구조해석(static structure analysis)을 수행하였고, 해석 시 허용응력은 안전 계수 1.7을 적용하고, 좌굴계수는 6개의 붐에서 가장 큰 세장비(slenderness ratio)의 경우를 적용하여 1.1의 계수를 적용하였다. 이를 토대로 계산한 허용응력은 419MPa이며, Fig. 2(b)에서 최대 응력은 417MPa로 허용응력을 만족하는 값을 보였으며, 이 값은 크레인을 전체모델로 해석한 결과인 붐의 응력결과와 같은 경향을 보였다. Fig. 3은 전체 모델의 응력결과를 나타내며, 붐의 응력분포가 Fig. 2(b)와 같은 경향을 나타내는 것을 볼 수 있다.



(a) Modeling of Crane



(b) Stress contour

Fig. 2 Modeling and stress contour at the initial design

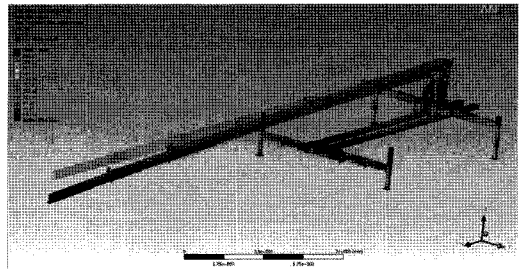


Fig. 3 Stress contour result of full-model

3.1 확장 운영방식에 따른 응력 분포

크레인 붐의 각 단에서의 단면적이 변하기 때문에 확장 운영방식에 따라 붐에 작용하는 응력에 변화가 있다. 붐의 앞(운전석, boom 2)에서부터 확장, 붐 전체가 동시에 확장, 그리고 끝(하중이 가해지는 부분, boom 6)에서부터 확장되는 3가지 방법에 대하여 먼저 비교하고, 또한 각도에 따른 응력 분포도 고려하여 해석을 진행하였다.

Table 2는 작용하중이 12.8kN에서 3가지의 확장 운영방식에 따른 각 거리에서의 최대응력을 나타낸 것이다. 이때 측정된 응력은 von Mises 응력이다. Table 2의 결과에 따르면 3가지의 운영 방식 중 모든 붐이 일정한 비율로 확장할 때 붐의 최대응력이 가장 작음을 알 수 있다.

3.2 작업각도에 따른 응력 분포

크레인이 실제 작업을 하는 경우는 각각의 6개 붐이 모두 안으로 들어가게 되는 경우에서부터 적당한 거리로 인출하는 경우, 최대한 길게 붐의 길이를 인출하는 경우 등 매우 많은 경우가 있다. 또한 붐이 운동을 하는 각도 역시 0°~90°까지 다양한 값을 가질 수 있다. 여기서 우리는 크레인의 붐이 최대의 하중을 받게 되는 작업 환경을 고려하여 설계를 수행하므로 붐이 최대한 길게 빠져 나왔을 때에 대하여 해석하였다. 또한 작업각도는 Table 3과 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 각도가 작아짐에 따라 정격하중이 작아지므로 수평방향

에서 가장 큰 응력이 작용한다는 것을 확인할 수 있다. Fig. 4는 크레인 제작업체의 카달로그에서 확인할 수 있는 각도에 따른 최대 인양능력을 보여준다. 이 그림으로부터 수평방향인 경우의 인양능력이 최소가 됨을 알 수 있다. 따라서 본 논문에서는 수평방향 이동식 크레인에 최대응력이 작용하는 수평방향으로 6개의 붐이 최대로 인출되어 있는 상태의 경우에 대하여 해석을 수행하였다

4. 경량화

경량화에는 여러 가지 방법이 있을 수 있다. 즉, 정적 유한 요소 해석결과 응력이 작게 발생하는 부분에 구멍을 뚫는 방법, 부재의 단면을 변경하는 방법, 가벼운 재료로 바꾸는 방법 등이 그것이다. 본 연구에서는 응력 해석결과 응력분포에 여유가 있어 보이는 좌우측 부재에 트러스 구조를 적용하여, 현재 크레인의 설계 강도를 유지하면서 붐의 무게를 최소화하는 방법으로 경량화를 시도하였다.

4.1 트러스 구조에서의 응력해석

트러스 구조에서의 붐의 응력 분포를 알아보기 위해 크기가 작은 임의의 트러스 모양을 만들어 응력을 해석해 보았다. 아래 Fig. 5와 같이 h 는 200mm, 좌우 각도가 45°인 삼각형 모양의 트러스 모양을 만들어 예비 해석을 수행하였다. 붐 간의 겹침 부분은 응력집중에 의한 파손을 고려하여 트러스 구조로의 변화를 주지 않았고, 트러스 구조 구간은 겹침이 일어나지 않는 부분으로 한정하였다.

Table 2 Stresses due to operation methods

Operation method	Total length of booms	
	15m	20m
expansion from boom No. 2	248MPa	315MPa
expansion from boom No. 6	309MPa	330MPa
expansion by the equal ratio	214MPa	286MPa

Table 3 Load chart

working angle (degree)	79.2	78.5	77.0	75.5	74.0	72.5	69.5
nominal load (N*10 ³)	79.2	78.3	77.4	76.5	70.7	65.8	57.8
working angle (degree)	66.4	63.3	60.0	56.6	53.1	49.5	45.6
normal load (N*10 ³)	49.8	42.3	36.3	28.4	23.5	17.7	14.7

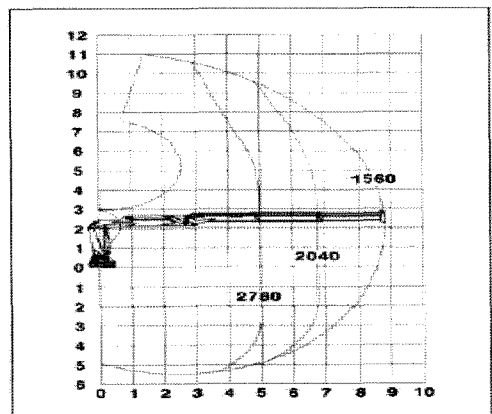


Fig. 4 Load limit related to angle

Fig. 6에서와 같이 트러스 구조의 해석결과 응력 분포가 매우 안정적임을 알 수 있었다. 최대응력은 409MPa로 허용응력(419MPa) 이내로 나타났다. 따라서, 각 부마다 트러스의 크기를 최적화함으로써 최소의 무게를 갖는 부의 최적설계를 수행하였다.

4.2 트러스 구조의 최적화

최적설계의 정식화⁽⁷⁾는 식(1)과 같다.

$$\begin{aligned} \text{Minimize : } & W(H_T, w_T) \\ \text{Subject to : } & H_T < H_B \\ & \sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{allow}} \end{aligned} \quad (3)$$

식(3)에서 W 는 크레인 부의 총 중량을 나타내고, H_T 와 w_T 는 설계변수인 트러스의 높이와 폭을 나타낸다. 그리고

제한조건인 H_B 는 부의 높이를 나타내고, σ_{\max} 는 최대응력, σ_{allow} 는 허용응력을 나타낸다. 이러한 최적화 문제를 풀기 위해 CATIAV5의 생산공학 최적화(product engineering optimizer) 기능을 이용하였으며, 알고리즘은 SA(simulated annealing)법을 사용하였다.

삼각형 트러스 구조는 외관과 제작의 편의성을 위해 4.1 절의 직각 이등변 삼각형 보다 일반화된 이등변 삼각형을 사용하였다. 제한조건으로는 트러스의 높이는 측면 부의 높

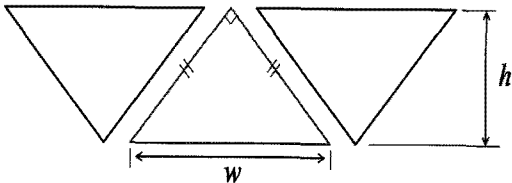


Fig. 5 Truss structure used in weight reduction design

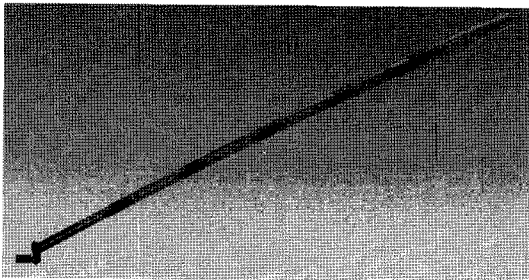


Fig. 6 Analysis for truss shaped booms

이 보다 작으며, 해석결과 응력이 허용응력인 419MPa 보다 작게 설정하였다. 해석결과는 Table 4에 나타낸 바와 같다.

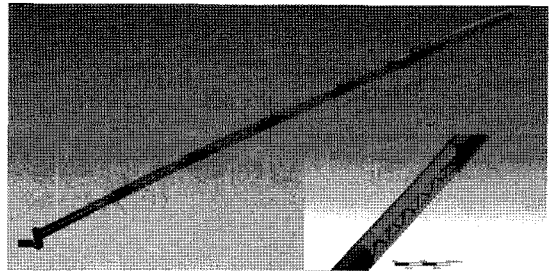
계산된 결과로부터 최적화된 트러스의 높이는 측면 부의

Table 4 Optimized truss size

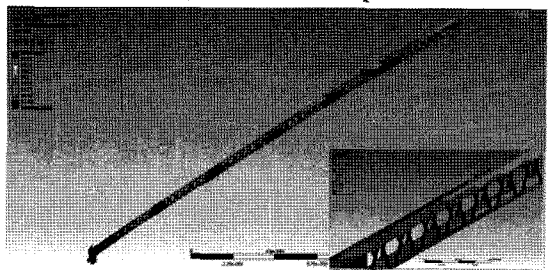
Boom No.	Height of boom	Height of truss	Width of truss
1	572mm	550.2mm	64mm
2	531mm	492.7mm	49mm
3	495mm	452.4mm	61.3mm
4	459mm	426.4mm	64.3mm
5	411mm	387.2mm	60.7mm
6	367mm	312.4mm	48.2mm

Table 5 Optimization result

	Max. stress	Total weight
Initial model	417MPa	23.0kN
Truss shape	409MPa	21.3kN
Optimized truss shape	412MPa	18.4kN



(a) Initial truss shape



(b) Optimized truss shape

Fig. 7 Analysis result of initial truss shape and optimized truss shape

높이에 비례하여 증가하였음을 알 수 있었다. 이를 토대로 다시 최적화된 구조해석을 수행한 결과 발생하는 최대응력은 412MPa로 허용응력 이내로 얻어졌다. Fig. 7과 Table 5는 최적화 전과 후의 응력결과를 비교한 것으로, 전체적인 트러스 구조로 경량화된 모델은 최적화 전 23kN에 비해 4.6kN이 경량화된 18.4kN의 질량을 갖게 되어 19.88% 경량화 된 결과를 보여주었다.

5. 결론

이동식 크레인 붐의 경량화를 위하여 최대 응력이 걸리는 하중상태에 대해 육각형 붐의 단면을 트러스 구조로 변환한 최적설계를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 이등변 삼각형 형태의 트러스 구조를 이용하여 얻어진 최적의 트러스 구조에서 발생한 최대 응력은 417MPa로 현재 육각형 단면의 허용응력인 419MPa보다 작은 결과를 나타냄으로써, 일반적인 붐의 형상의 허용응력보다 트러스 구조의 형상이 좀 더 안전한 형상임을 증명하였다.
- (2) 이등변 삼각형 형태의 트러스 구조로 최적화한 결과 육각형 단면의 붐 중량이 19.88% 경량화 된 결과를 얻었다. 이러한 경량화 효과로 인해 크레인의 작동이나 연비 향상에 큰 영향을 줄 것으로 판단된다.
- (3) 수평상태에서는 높이가 낮기 때문에 면적에 비해 풍하중의 영향이 크지 않지만, 단면을 트러스 구조로 변경하게 되면, 수평이 아닌 상태에서 풍하중의 영향을 크게 줄일 수 있을 것으로 예상된다.

참고 문헌

- (1) Kim, K. J. and Shim, G. S., 1997, "Weight reduction study of the arm crane by using FEM and Strain measurement," *Proc. of KSAE, Section of Structural Strength and Material*, pp. 39~46.
- (2) Oh, S. G., 1982, Stress analysis and design of a mobile crane boom, A Thesis for a Master, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Republic of Korea.
- (3) Lim, O. K. and Cho, H., 1995, "Optimal Shape Design of Excavator Boom Using the Semi-Analytical Method", *J. of KSME*, Vol. 19, No. 1, pp. 301~309.
- (4) Chung, Y. H., 1997, The Shape Optimization of Hydraulic Crane Boom, A Thesis for a Master, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Republic of Korea.
- (5) ANSYS, 2010, *ANSYS User's Manual Version 12.1*, ANSYS Inc.
- (6) Notice of Ministry of labor, 2001, Guidelines for structure and specification of movable hydraulic crane, No. 2001-32, Republic of Korea.
- (7) Kim, S. R., Park, J. Y., Lee, W. G., Yu, J. S., and Han, S. Y., 2008, "Reliability-Based Topology Optimization for Structures with Stiffness Constraints," *Trans. of KSMTTE*, Vol. 17, No. 6, pp. 77~82.