

크롤러 크레인에서 붐의 처짐을 고려한 러핑와이어 장력과 전도모멘트 사이의 관계식 보정

장효필*, 한동섭#

Compensation of Relation Formula between Luffing Wire Tension and Overturning Moment in a Crawler Crane Considering the Deflection of Boom

Hyo-Pil Jang*, Dong-Seop Han#

(Received 10 March 2011; received in revised form 5 July 2011; accepted 8 August 2011)

ABSTRACT

The crawler crane, which consists of a lattice boom, a driving system, and movable vehicle, is widely used in a construction site. It needs to be installed an overload limiter to prevent the overturning accident and the fracture of structure. This research is undertaken to provide the relation formula for designing the overload limiter as follows: First the relation formulas between the wire-rope tension and the hoisting load or the overturning ratio according to the luffing angle and length of a lattice boom are established. Secondly the derived formulas are corrected by using the compensated angle considering the deflection of boom through the finite element analysis. The stiffness analysis is carried out for 30-kinds of models as a combination of 6-kinds of luffing angle and 5-kinds of length of boom. Finally the shape design of a stick type load cell, which is the device to measure the wire-rope tension, is performed. 5-kinds of notch radius and 5-kinds of center hole radius are adopted as the design parameter for the strength analysis of the load cell.

Key Words : Crawler Crane(크롤러 크레인), Overturning Moment(전도 모멘트), Luffing Angle(러핑 각도), Deflection(처짐), Tension(장력), Finite Element Analysis(유한요소해석)

1. 서 론

크레인이란 동력을 사용하여 화물을 운반하는 기계 또는 기계장치를 말하며 그 운동으로는 화물을 들어 올리고 내리는 권상, 권하 운동과 수평으로 이동하기 위한

주행, 횡행, 선회, 인입 등의 운동이 있으며 이러한 운동이 서로 조합되어 3차원 공간에서 화물을 취급, 운반하는 것을 목적으로 하는 설비를 말한다^[1].

현재 크롤러 크레인은 화물을 들어 올리는 와이어에 직접 로드셀을 부착하는 단일 측정 방식을 사용한다. 하지만 단일 측정 방식은 권상하중(Hoisting load)을 직접 측정하는 방식이기 때문에 전도모멘트(Overturning moment)를 동시에 측정할 수 없으며 그로 인한 전복사고에 무방비로 노출되어 있다.

* 동아대학교 기계공학과 대학원

교신저자 : 동아대학교 기계공학과

E-mail : imdshan@gmail.com

본 연구에서는 권상하중만을 측정하는 기존의 단일 측정방식이 아닌 크레인의 붐(Boom)의 러핑 구동용 와이어로프에서 하중을 측정하여 권상하중과 전도모멘트를 동시에 측정할 수 있는 통합 측정방식을 사용하였다. 이러한 통합 측정 방식은 직접 측정 방식과 달리 크롤러 크레인 전체에 대한 하중 분석이 요구된다. 따라서 붐의 경사각(Luffing angle) 및 붐의 뺀어 나간 길이에 따른 와이어로프 장력과 권상하중 및 전도모멘트 사이의 관계식을 도출하였다. 그리고 강성도 해석을 수행하여 구한 붐의 처짐을 적용하여 관계식을 보정하였다. 마지막으로 와이어로프의 장력에 따른 막대형 로드셀의 형상설계를 수행하였다^[2,3].

2. 크롤러 크레인의 하중분석

2.1 크롤러 크레인의 개요

본 연구에서 제안한 크롤러 크레인은 전기식 와이어 드럼 구동방식으로 본체에 부착된 무한궤도식 크롤러로 이동이 가능하다. 이러한 크레인은 운전석과 와이어 드럼이 있는 본체 부분과 격자 모양으로 구성된 사각형의 래티스(Lattice) 붐으로 구성되며 가운데 붐을 4단까지 추가함으로써 최대 49.3m까지 연결이 가능하다. Fig. 1은 크롤러 크레인의 하중과 길이에 대한 기호를 나타낸다.

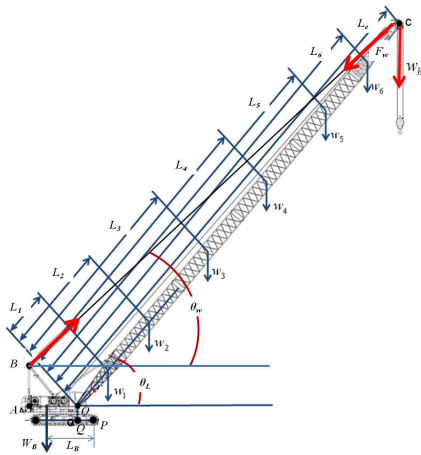


Fig. 1 Symbols of loads and lengths for a boom of a crawler crane

2.2 권상하중, 전도모멘트의 이론적 분석

크롤러 크레인의 과부하 방지장치는 러핑 와이어의 장력을 측정하여 크롤러 크레인의 권상하중 및 전복율을 산출하는 방식을 취하고 있다. 따라서 붐의 러핑각과 붐의 길이에 따른 와이어로프 장력과 권상하중 및 전도모멘트 사이의 관계식을 도출해야 한다. 먼저 붐의 러핑각과 길이에 따른 와이어로프 장력과 권상하중 사이의 관계식을 도출한다. Fig. 1에서 붐의 회전중심인 O점을 기준으로 모멘트의 합을 계산하면 다음과 같다^[4].

$$\sum M_O: W_h L_c \cos \theta_L + \sum_{i=1}^6 W_i L_i \cos \theta_L - F_w \cos \theta_w \times L_c \sin \theta_L + F_w \sin \theta_w \times L_c \cos \theta_L = 0 \quad (1)$$

여기서 각 기호는 다음과 같이 정의된다.

θ_L : 붐(boom)의 수평축에 대한 러핑 각도

θ_w : 와이어로프의 수평축에 대한 각도

$$\theta_w = \tan^{-1} \frac{L_c \sin \theta_L - L_{AB}}{L_{AO} + L_c \cos \theta_L}$$

L_i : 붐의 원점(O)과 i 번째 붐의 무게중심까지의 접선길이

L_c : 붐의 원점(O)에서 붐의 끝단까지의 접선길이

W_i : i 번째 붐의 자중

W_h : 크레인의 권상하중

F_w : 와이어로프의 장력

따라서 붐의 러핑 각도에 따른 권상하중(W_h)과 와이어로프의 장력(F_w) 사이의 관계식은 다음과 같다.

$$W_h = \frac{F_w L_c \sin(\theta_L - \theta_w) - \sum_{i=1}^6 W_i L_i \cos \theta_L}{L_c \cos \theta_L} \quad (2)$$

다음으로 와이어장력(F_w)과 전복율(R_M) 사이의 관계식을 도출한다. 전복율은 크롤러 크레인 견딜 수 있는 본체의 저항 모멘트(M_R)를 기준으로 실제 권상하중에 따른 전도 시킬 모멘트(M_W)의 비로 정의되며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_M = \frac{M_W}{M_R} \times 100 [\%] \quad (3)$$

여기서 M_W 는 크롤러 크레인이 전복될 때 회전중심인 크레인의 앞 지점(P점)을 기준으로 권상하중(W_h)에 의한 전도 시킬 모멘트로서 다음과 같다.

$$M_W = \sum_{i=1}^6 W_i(L_i \cos \theta_L - L_{PQ}) + W_h(L_c \cos \theta_L - L_{PQ})$$

그리고 M_R 은 크레인의 앞 지점(P점)을 기준으로 크레인 본체의 저항 모멘트로서 다음과 같다.

$$M_R = W_B \times L_B \tag{5}$$

여기서 각 기호는 다음과 같이 정의된다.

- L_B : 본체의 무게중심과 P점과의 거리
- L_{PQ} : 붐의 원점(O)과 P점과의 수평거리
- W_B : 크롤러 및 본체의 자중

3. 유한요소해석을 통한 관계식 보정

2장에서 유도한 공식은 붐과 와이어로프를 강체로 두었을 때의 관계식이다. 그러나 실제 붐과 와이어로프는 강체가 아니므로 자중과 권상하중에 따라 처짐이 발생한다. 따라서 2장의 식은 보정되어야 한다. 본 장에서는 유한요소해석을 수행하여 붐의 러핑 각도와 길이에 따른 붐의 처짐을 구한 후 보정각을 사용하여 2장에서 제시한 관계식을 보정하였다^[5].

3.1 권상하중 도출

본체의 자중은 크레인의 기본 제원을 기준으로 설정하였으며 붐의 러핑각도와 길이에 따른 적정 권상하중은 해석을 위해 전복율이 100%일 때를 기준으로 산출하였다. 즉, 식 (4)와 (5)를 같다고 두면, 해석에 사용할 붐의 러핑 각도와 길이에 따른 권상하중은 아래와 같은 식을 사용하여 구한다.

$$W_h = \frac{W_B L_B - \sum_{i=1}^6 W_i(L_i \cos \theta_L - L_{PQ})}{L_c \cos \theta_L - L_{PQ}} \tag{6}$$

붐의 러핑 각도는 30°에서 80°까지 10°간격으로 6가지 경우를 설정하였으며, 붐의 길이는 1단(13.3 m)

에서 5단(49.3 m)까지 5가지 경우를 설정하여 총 30가지 모델에 대해 해석을 수행하였다. 식 (6)을 사용하여 붐의 러핑 각도와 길이에 따른 권상하중 산출하여 Table 1에 나타내었다. Table 1에서 최대 권상하중은 붐 길이가 1단(13.3 m), 러핑 각이 80°일 때 80.0 ton이다.

Table 1 Hoisting load according to the boom length and luffing angle(ton)

Boom length, L_B (m)	Luffing angle, θ_L (°)					
	30	40	50	60	70	80
13.3	17.6	20.6	25.8	36.2	63.4	80.0
22.3	8.6	10.1	12.8	17.8	29.6	57.8
31.3	5.3	6.3	8.1	11.4	18.9	48.3
40.3	2.4	3.2	4.6	7.0	12.5	32.5
49.3	0.8	1.4	2.5	4.5	8.8	24.0

3.2 유한요소해석

범용유한요소해석 프로그램인 ANSYS Workbench V12.0을 이용하여 붐의 강성도 해석을 수행하였다. 해석을 위해 4절점 4면체 요소를 사용하였으며, 발생오차를 줄이기 위해 요소망의 크기를 최대 20 mm로 설정하였다. 붐의 러핑 각과 길이 변화의 조합인 30가지 모델에 대해 해석을 수행하였다. 하중 및 경계조건으로는 자중과 함께 Table 1에 제시된 각 모델에 대한 권상하중을 붐의 끝에 작용시켰으며, 붐과 본체의 연결부와 와이어로프 고정부에 회전이 자유로운 Cylindrical 지지조건(Radial- & Axial-Fixed, Tangential-Free)을 적용하였다. 붐의 러핑 각도와 길이에 따른 붐 끝단의 최대 변위를 Table 2에 나타내었다. Fig. 2는 길이 3단(31.3 m), 러핑 각 40°일 때의 붐의 처짐분포도를 나타낸다.

Table 2 Total displacement of boom tip according to the boom length and luffing angle(mm)

L_B (m)	θ_L (°)					
	30	40	50	60	70	80
13.3	284.8	251.6	243.0	251.1	270.4	254.8
22.3	273.6	248.7	226.2	225.6	252.9	304.7
31.3	316.6	285.7	258.1	256.0	284.8	356.3
40.3	451.9	370.5	330.5	321.1	349.5	387.7
49.3	512.4	420.1	374.2	359.1	374.8	387.7

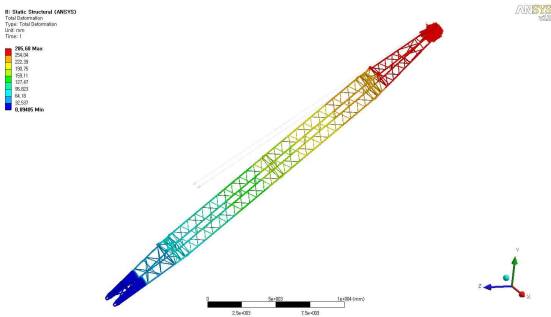


Fig. 2 Total displacement of crawler crane in case of 31.3m

3.3 관계식의 보정

붐의 러핑 각이 작고 뺏어나간 길이가 길수록 붐 끝단의 처짐이 크게 발생한다. 붐의 끝단의 변위가 발생하면 1단 붐에 장착된 각도센서를 통해 측정된 값과 실제 각도의 차이를 보이게 된다. 이러한 붐의 처짐은 와이어로프 장력을 통해 권상하중과 전복을 측정하는 통합측정방식에서 오차를 발생시킬 수 있으므로 붐의 처짐에 의해 발생하는 러핑 각의 영향을 분석하여 2장에서 유도된 관계식을 보정해야 한다. Fig. 3에 붐의 처짐 시 각도와 변위를 도식화하여 나타내었다.

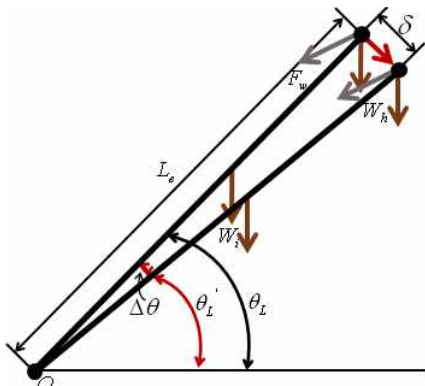


Fig. 3 Symbols of angle and displacement for boom's deflection

처짐은 붐의 러핑 각도(θ_L)를 보정 각($\Delta\theta$) 만큼 작아지게 만든다. 따라서 처짐을 고려한 실제 러핑 각(θ_L')은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta_L' = \theta_L - \Delta\theta \quad (7)$$

여기서 보정 각($\Delta\theta$)에 따라 와이어의 각도(θ_w) 또한 변하여 장력에 영향을 미친다. 붐의 회전중심(O점)에서 끝단까지의 길이(L_e)에 비해 처짐(δ)은 매우 작으므로 보정 각은 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta\theta = \sin^{-1}\left(\frac{\delta}{L_e}\right) \quad (8)$$

Table 2의 값을 식 (8)에 대입한 붐의 길이와 러핑 각도에 따른 보정 각을 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Compensated luffing angle according to the boom length and luffing angle($\Delta\theta$, deg)

$L_B(m)$	θ_L (°)					
	30	40	50	60	70	80
13.3	1.227	1.084	1.047	1.082	1.165	1.098
22.3	0.709	0.639	0.581	0.580	0.650	0.783
31.3	0.580	0.523	0.472	0.469	0.521	0.652
40.3	0.642	0.527	0.470	0.457	0.497	0.509
49.3	0.596	0.488	0.435	0.417	0.436	0.451

따라서 2장에서 도출된 와이어 장력과 권상하중 및 전복 사이의 관계식에 붐의 러핑 각도(θ_L)과 와이어로프의 각도(θ_w) 대신에 처짐을 고려한 보정 러핑 각(θ_L')과 보정 와이어로프의 각도(θ_w')를 대입하면 붐의 처짐을 고려한 보정 식을 얻을 수 있다.

4. 로드셀의 형상 설계

크롤러 크레인은 기본적으로 막대형 로드셀을 사용한다. 본 장에서는 러핑 와이어의 장력을 측정하기 위한 막대형 로드셀의 형상 설계를 수행하고자 한다. 먼저 로드셀에 작용하는 하중을 분석하고 다음으로 로드셀의 측정부의 형상을 설계변수로 하여 응력을 분석한 후 안전율을 만족하는 설계조합을 제시한다.

4.1 와이어로프의 장력

2장과 3장에서 도출된 처짐을 고려한 보정 식을 적용하여 식 (2)로부터 와이어로프 장력(F_w)을 계산

하기 위한 식을 다음과 같이 나타낼 수 있다. 이때 θ_L' 은 보정된 러핑 각도, θ_w' 는 보정된 와이어의 각도이다.

$$F_w = \frac{W_i L_c \cos \theta_L' + \sum_{i=1}^6 W_i L_i \cos \theta_L'}{L_c \sin(\theta_L' - \theta_w')} \quad (9)$$

본 연구에서 사용된 모델의 제원을 통한 무게중심, 길이 등을 권장하중과 함께 관계식에 대입하여 계산한 붐의 길이와 러핑 각도에 대한 와이어 장력을 Table 4에 나타내었다.

Table 4 Wire rope tension according to the boom length and luffing angle(kN)

$L_B(m)$	$\theta_L (^{\circ})$					
	30	40	50	60	70	80
13.3	1463.6	1405.2	1414.2	1521.9	1442.7	1330.3
22.3	952.0	841.5	776.6	774.8	850.2	906.2
31.3	630.0	560.2	522.5	529.7	591.6	637.2
40.3	527.6	466.1	430.4	430.0	472.2	475.8
49.3	483.2	390.1	362.9	361.8	387.0	385.1

로드셀은 붐을 지지하는 와이어에 직접 부착하게 되는데 붐과 가장 근접한 와이어가 아닌 2가닥의 와이어를 8가닥으로 늘려 장력을 분산한 와이어에 부착하게 된다. 따라서 로드셀에 작용하는 하중은 Table 4에 나타낸 와이어로프의 장력의 1/8이 된다.

4.2 해석모델 및 조건

로드셀은 인장력만 받으며 높은 인장강도를 가지고 있다. 보통 안전율을 2~3 이상 사용하여 설계하며 응력집중을 피하기 위한 여러 곳에 홀이 뚫려 있다. 본 연구에서 사용된 로드셀은 SNCM 439이고, 제원을 Table 5에 나타내었다. 설계변수로 스트레인 게이지 부착 부 주변의 측면노치 4군데 반경(r_c) 5가지와 센터부의 홀의 반경(r_e) 5가지를 선정하였다. 해석모델은 측면 노치부의 반지름과 센터부의 반지름을 각각 5단계로 바꿔가면서 반복 수행하여 총 25가지 모델에 대해 해석을 수행하였다. 로드셀에 작용시킬 인장하중은 와이어로프 장력을 나타낸 Table 4에서 최대값보다 약간 큰 160 ton의 1/8인 20 ton(196 kN)을 사용하였다.

Table 5 Dimensions and properties of a load cell

Items	Dimensions (mm)			Yield strength (MPa)
	width	height	length	
Values	119	40	350	965

범용유한요소해석 프로그램인 ANSYS Workbench V12.0을 이용하여 로드셀의 강도 해석을 수행하였으며, 4절점 4면체 요소를 사용하여 요소망을 형성하였다.

4.3 로드셀의 해석 결과

Fig. 4는 측면 노치부 반경 4 mm, 중심 홀 반경 20 mm인 모델의 상당응력분포도를 나타내며, Table 6에 각 설계변수에 따른 노치부 최대응력을 각각 나타내었다.

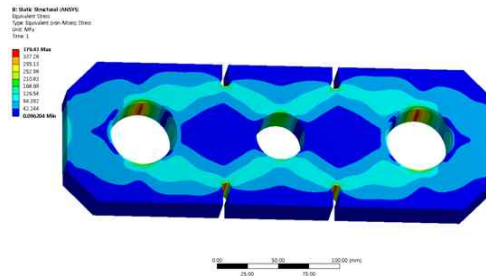


Fig. 4 Stress contribution of the load cell with an edge radius of 4mm and center radius of 20mm

최대응력은 측면 노치부 원 주위에서 발생하며 설계변수에 따라 최대응력은 310~460 MPa로 다양하게 나타났다. 소재의 항복강도가 965 MPa이므로 안전율을 2.5 이상 만족하기 위해 최대응력은 386 MPa 이하가 되어야 한다. 따라서 로드셀 설계 시 센터 홀의 반지름은 20mm 이하, 측면 노치부 반지름은 4 mm 이상이 되어야 한다.

Table 6 Maximum stress of load cell according to the design parameters(MPa)

$r_c(mm)$	$r_e(mm)$				
	18	19	20	21	22
2	445.1	435.9	465.0	440.3	464.1
3	387.9	420.8	442.2	423.6	424.4
4	366.4	370.2	375.6	386.7	397.4
5	328.5	343.4	342.4	359.0	365.2
6	318.2	326.1	330.5	337.0	350.9

5. 결 론

본 연구는 크롤러 크레인의 전복사고를 예방하기 위한 과부하 방지장치개발을 위한 목적으로 크레인의 자중 및 하중분석과 관계식을 정립하였고 유한요소해석을 통해 관계식을 보정한 후 막대형 로드셀의 형상설계를 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 붐의 러핑 각도와 길이에 따라 러핑 와이어로프의 장력과 권상하중 및 전도모멘트 사이의 관계식을 정립하여 와이어로프 장력에 따른 전복율을 얻기 위한 식을 도출하였다.
2. 유한요소해석을 수행하여 붐과 와이어로프의 변형에 의한 처짐으로 인해 발생한 러핑 각과 와이어로프의 각도를 보정한 후 관계식에 대입하여 실제 상용될 수 있는 권상하중과 전도모멘트의 관계식을 정립하였다.
3. 도출된 관계식으로부터 로드셀에 작용하는 최대 인장하중을 산출하여 로드셀의 측정부 형상 설계 변수로 하여 적정 로드셀의 측정부 형상을 제시하였다.
4. 차후 붐에 직접 부착된 와이어의 장력 실험을 통해 인장하중과 응력에 관한 데이터 확립을 통해 실제 크레인의 분석과 로드셀의 설계가 동시에 이루어진다면 많은 다른 유형의 크레인뿐만 아니라 산업 전반에 걸쳐 충분히 활용 가능할 것으로 사료된다.

5. Hoffman, J., "Numerical methods for engineers", McGraw-Hill, 1992.

참고문헌

1. KOSHA, "Prevention Guide of Safety Accident for a Movable Crane", 2005.
2. Han, D. S., Ha, J. M., and Han, G. J., "Development of Many-Angular Pin Type Load Cell for a Overload Limiter of a Movable Crane", KEM, Vols. 413-414, pp. 291-298, 2009.
3. Han, D. S., Ha, J. M., and Han, G. J., "Creative Design of Large-Angle Pin Type Load Cell for the Overload Limiter of a Movable Crane", Journal of KSMPE, Vol. 9, No. 1, pp. 35-41, 2010.
4. Timoshenko, S. P. and Gere, J. M., "Theory of Elastic Stability", McGraw-Hill, 1961.