

선박용 갑판크레인의 지브의 경량화설계

한동섭* · 이문재** · 한근조†

(2009년 2월 2일 접수, 2009년 3월 19일 수정, 2009년 3월 27일 심사완료)

Weight Reduction Design for a JIB of Deck Crane for Shipment

Dong Seop Han, Moon Jae Lee and Geun Jo Han

Key Words: JIB Crane(지브크레인), Weight Reduction Design(경량화설계), Luffing Angle(러핑각도), Structural Analysis(구조해석)

Abstract

The demand of JIB crane to handle a container or a bulk in a vessel is increasingly because of the growth of the scale of trade through the sea. This deck crane such as JIB crane is required the weight reduction design because it is installed in the deck of a vessel due to the environment regulation. In this study first we carry out the structural analysis of JIB with respect to the luffing angle of it to calculate the maximum equivalent stress of JIB, and next the optimum design for the weight reduction design of JIB. The thickness in a cross section of JIB is adopted as the design variable, the weight of JIB as the objective function, and the von mises stress as the constraint condition for the optimum design of JIB using the ANSYS 10.0.

1. 서론

조선업이 호황기를 맞으면서 국내에서는 조선소 건설 붐이 일고 있다. 주로 중견 조선소에 의해 그 추세가 진행되고 있는데, 이들 조선업체는 향후 10년간은 석탄과 곡물 등을 실어 나르는 벌크선과 석유화학제품을 운반하는 PC선의 수요는 증가할 것이라고 보고 있다. 현재와 같은 추세로 인해 지브(JIB)크레인을 장착한 선박이나 벌크선의 증가로 지브크레인의 수요가 증가하고 있다. 현재 국내에 있는 지브크레인들은 노후화 된 것이 많고 외국에서 수입해서 사용되고 있는 것이

많다. 따라서 현재 및 향후에 증가하는 물류량을 감당하기 위해서는 현재의 기술수준에 맞게 개량되어야 하며, 성능향상을 시켜야 하고 현대화의 필요성이 대두되고 있으나, 현재 국내업체는 일본과 유럽업체들의 설계를 모방하고 있는 실정이다.

따라서 국내실정에 맞는 지브의 설계기술이 요구되고 있고, 이를 충족하기 위해서 지브구동시의 에너지 절감을 위한 최적의 러핑각도와 지브의 경량화가 필요하다. 이는 곧 경제적인 측면에서 재료의 절감과 비용경비의 최소화를 추구하는 산업용 크레인에 있어 매우 중요하고 필수적인 요소라고 할 수 있다.

본 논문에서는 이러한 지브크레인이 30 ton의 하물을 하역 시 재료의 안전율 1.5를 고려한 지브의 러핑각도에 따른 지지점의 반력과 지브의 응력을 유한요소해석을 통해 분석하고자 하였다. 러핑각도에 따른 응력과 반력을 분석함으로써 최소응력과 반력이 나타나는 각도를 산출하고, 하

[이 논문은 2008년도 재료 및 파괴부문 춘계학술대회 (2008. 5. 29.-30., 충북대) 발표논문임]

† 책임저자, 회원, 동아대학교 기계공학과
E-mail : gjhan@dau.ac.kr
TEL : (051)200-7650 FAX : (051)200-7656

* 동아대학교 BK21총괄사업단
** 동아대학교 대학원 기계공학과

역시 지브크레인의 안정성제고와 함께 러핑각도에 따른 응력 및 반력을 분석함으로써 현장에서 쉽게 활용 가능한 지브의 러핑각도별 작업에 대한 지침을 제시하고자 함에 본 논문의 목적이 있다. 크레인의 모든 설계조건은 KS A1627규격⁽¹⁾과 크레인 제작기준 안전기준 및 검사고시를 기준으로 하였다.

2. 지브의 러핑각도에 따른 응력 및 반력분석

2.1 유한요소해석

지브의 폭은 2.6 m, 길이는 약 32 m에 이르며 항만에서 구조상 취약점이 나타나는 지브의 끝단에 하물을 매달았을 때의 응력과 반력을 분석하였다. 지브에서의 반력이 페데스탈(pedestal)의 지지점의 반력이라고 볼 수 있다. 본 장에서는 지브만 모델링하여 구조해석을 수행, 러핑각도에 따른 응력과 반력만을 산출해서 분석하였다. 지브의 단면을 Fig. 1에 나타내었고 지브를 모델링하여 격자 생성한 것을 Fig. 2에 나타내었다. 현재 국내 M사에서 상용중인 20 mm의 판 두께를 가진 지브의 모델을 적용하였다. 유한요소해석에 사용된 상용 프로그램은 ANSYS 10.0⁽²⁾을 이용하였다. 지브의 판은 길이나 넓이에 비해 두께가 얇기 때문에 4절점 쉘 요소를 사용하여 사각형요소로 분할하였다. 또한 지브에 정격하중이 작용하는 지브의 끝부분에는 8절점 솔리드요소를 사용하여 사각형요소로 분할하였다. 그리고 와이어로프에는 링크요소가 사용되었으며 안전율 5(KS A1627)를 고려하여 와이어로프의 지름은 130 mm로 하였다. 요소는 등방성, 등질성, 그리고 선형탄성을 가정하고 지브크레인의 킹하우스(king-house)의 높이는 12 m로 하여 구조해석을 수행하였다. 유한요소모델의 절점의 수는 16,954개이고, 요소의 수는 14,957개이다. 지브에 사용된 재료는 선체구조용 고장력강재인 POSTEN60이고, 재료의 물성치를 Table 1에 나타내었다.

2.2 경계조건 및 하중조건

경계조건으로 지브와 페데스탈의 결합부에 z방향의 병진변위, x, y방향의 회전변위를 구속하였고, 로프와 킹하우스의 결합부에 모든 변위를 구속하였다. 하중조건은 지브의 끝단에 동하중계수

Table 1 Mechanical properties of POSTEN60

Item List	Values
Yield Strength	451 MPa
Density	7.81×10^{-6} kg/mm ³
Elastic Modulus	210 GPa
Poisson's Ratio	0.3

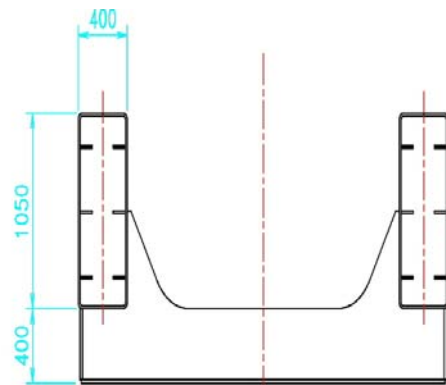


Fig. 1 Section of JIB for structural analysis

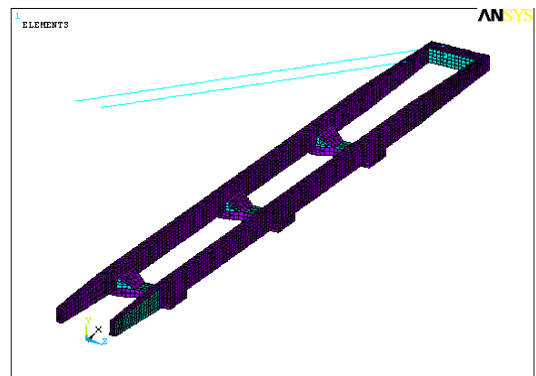


Fig. 2 Meshed shape of JIB

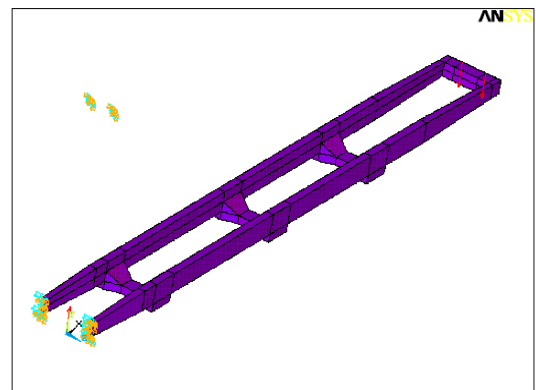


Fig. 3 Load and boundary condition of JIB

1.4를 고려한 정격하중 411 kN을 적용하였고, 자중을 고려하였다. 동하중계수는 KS A1627규격을 적용한 것이다. 지브의 기하학적 형상과 경계조건 및 하중조건을 Fig. 3에 나타내었다.

2.3 해석결과

지브의 러핑각도 0°에서 80°까지 유한요소해석을 수행한 결과, 지브와 페데스탈의 이음부에서 최대응력이 발생하였으며, 하중이 작용하는 부분에서 최대변위가 발생하였다. 각도별로 나타난 응력을 Table 2에 나타내었으며 그에 따른 그래프를 Fig. 4에 나타내었으며, 상당응력분포도를 Fig. 5에 나타내었다.

Table 2 Equivalent stress and reaction force of JIB

Luffing angle [deg]	Equivalent Stress [MPa]
0	148.94
10	146.31
20	146.51
30	148.68
40	141.97
50	142.97
60	145.03
70	157.75
80	182.44

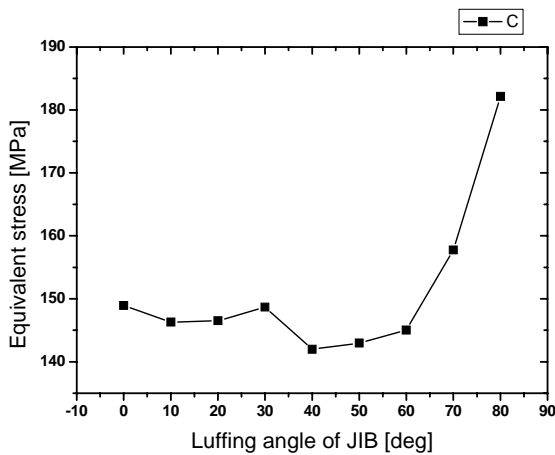


Fig. 4 Equivalent stress distribution with respect to the luffing angle of JIB

지브의 안전율을 1.5로 고려했을 때, 80°에서 나타난 응력값 182 MPa이 가장 큰 응력값이 나타나는 각도이고, 또한 실제 현장에서는 여러 가지로 응력이 이론보다 크게 나타날 수 있는 요인들-해풍, 해수의 흐름, 외부충격 등-을 고려하면 이 각도에서의 작업을 지양해야 할 것이다.

그리고 현장에서는 지브의 러핑각도가 수직에 가까운 각도에서는 하물을 하역하지 않고 대부분 30°와 60° 사이에서 작업을 하기에 그 사이에서의 응력을 보면 지브의 재료의 안전율을 1.5로 고려하여 항복강도가 300 MPa을 초과하지 않았으며 지브가 안정한 상태인 것을 알 수 있다. 그리고 반력분포를 살펴보면 수직에 가까울수록 반력이 줄어드는 것을 알 수 있다. 이는 지브가 작업을 하지 않을 시에는 지브를 수직에 가깝게 세워두는 것이 안전하고 지브에 피로가 가장 작게 일어날 수 있음을 알 수 있다.

3. 지브의 경량화 설계

유한요소해석 수행 결과, 러핑각도 80°에서 최대응력 182 MPa가 나타나는데 이 값은 2.5의 안전율을 가진다. 이는 재료의 안전율 1.5에 비해 매우 큰 안전성을 가지며 이는 곧 경제적인 측면에서 재료의 절감과 비용경비의 최소화를 위해, 그리고 지브구동시의 에너지 절감을 위해 지브의 경량화 설계가 필요하다. 경량화의 기준이 되는 지브의 자중을 목적함수로 설정하였으며, 상대변수인 허용응력의 범위는 KS A1627 규격에 명시된 하중의 부하상태가 A조건[권상하중+자중+수평동하중]일 때, 항복강도의 안전계수 1.5를 만족

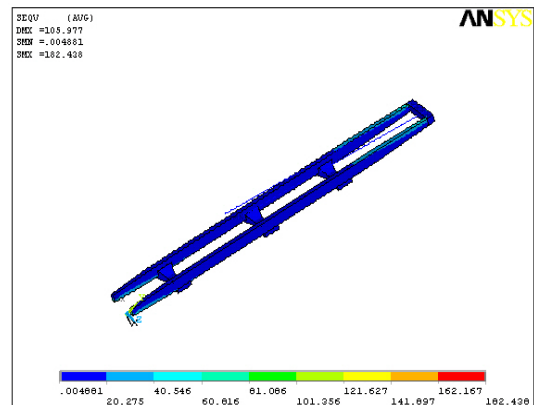


Fig. 5 Equivalent stress distribution of JIB

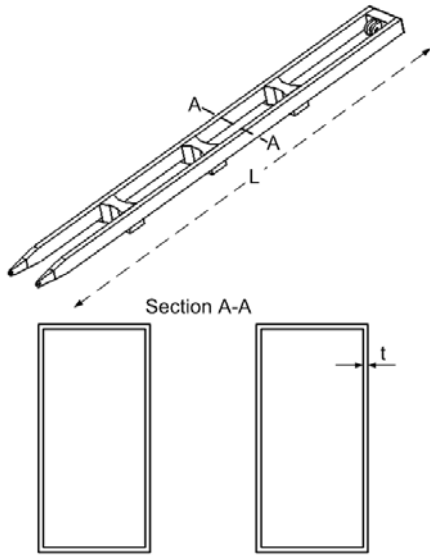


Fig. 6 Design variables of JIB

하도록 최대 300 MPa까지 제약조건을 설정하였다. 최적설계를 위한 정식화는 아래의 식 (1)~(3)과 같이 나타낼 수 있다.^(3~6)

$$X = t \text{ [mm]} \tag{1}$$

Minimize :

$$F(X) = 2(stL) + W_0 \text{ [kN]} \tag{2}$$

Subject to :

$$1.5 - \left| \frac{\sigma_y}{\sigma_{e,max}} \right| \leq 0 \text{ [MPa]} \tag{3}$$

최적설계를 위해 설계변수는 Fig. 6에 나타난 지브의 두께(t)로 설정하였으며 설계변수의 초기 값 및 범위는 Table 3에 나타내었다. 여기서 s는 지브 단면의 둘레길이, L은 지브의 길이, W₀는 붐을 제외한 나머지 부분의 자중이다.

300 MPa의 응력이 나타나는 지브의 두께를 구하기 위해 ANSYS 10.0의 APDL기법을 사용하여 Table 4에 나타난 결과와 같이 초기 지브의 두께 20 mm보다 43.3%가 감소한 11.325 mm의 두께를 구하였다. 두께의 감소로 인해 자중 또한 초기 429.6 kN에서 37.8%가 감소한 267.4 kN의 자중을 얻을 수 있었다.

Table 3 Range of design variable

D.V.	Initial	Lower	Upper
t	20	6	20

Table 4 Weight reduction design results of JIB

	Initial	Optimal
Thickness [mm]	20.0	11.345
Stress [MPa]	182.4	299.9
Weight [kN]	429.6	267.4
Safety Factor	2.5	1.5

본 연구를 통해 JIB를 구성하는 box형 붐의 단면 두께가 11.325 mm 이상이면 설계기준을 만족하는 것으로 나타났으므로 일반적으로 시판되는 두께 12 mm인 평판을 사용하여 제작하도록 한다.

4. 결 론

지브크레인의 러핑각도별 응력과 반력을 분석하고 지브의 경량화를 위한 최적설계를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 지브의 응력분포를 살펴보면 10°에서 60°로 가면서 응력이 비슷한 경향을 보이다가, 70°에 이르러서 큰 폭으로 응력이 증가하는 양상을 보였다. 응력이 증가하는 만큼 소비되는 전력량도 증가하기 때문에 이 부근의 러핑각도에서의 작업을 지양해야 할 것이다.

(2) 최대응력이 나타나는 러핑각도 80°에서 KS A1627 규격에 명시된 하중의 부하상태가 A조건 [권상하중+자중+수평동하중]일 때, 항복강도의 안전계수 1.5의 최대 300 MPa를 고려해 APDL기법의 수행 결과, 초기 지브의 두께 20 mm보다 43.8%가 감소한 11.325 mm의 두께를 구하였다. 두께의 감소로 인해 자중 또한 초기 429.6 kN에서 37.8%가 감소한 267.4 kN의 자중을 얻을 수 있었다.

(3) 본 연구를 통해 제안된 JIB의 경량화 설계 기술은 다양한 용량의 선박용 크레인 구조부의 경량화 설계에 응용될 수 있다.

후 기

본 연구는 동아대학교 교내연구비 지원을 받아 수행되었음.

참고문헌

- (1) Korean Standards Association, 1994, "KS A 1627"
- (2) ANSYS Inc. 1992, "ANSYS User's Manual."
- (3) Belegundu, A. D., 2000, "Optimization Concepts and Applications in Engineering," Prentice Hall, New Jersey, pp. 385~419.
- (4) Hong, D. K. and Ahn, C. W., 2002, "A Study on the Reduction of Over Head Crane's Weight Considering Buckling, Vibration and Strength," *Journal of KINPR*, Vol. 26, No. 3, pp.317~322.
- (5) Han, D. S., An, T. W., Lee, S. W., and Han, G. J., 2007, "Design of Mover for LMTT based on Capstone Design," *Journal of KSMPE*, Vol. 6, No. 3, pp.47~52.
- (6) Bang, I. K., Han, D. S., Han, G. J. and Lee, K. H., 2008, "Structural Optimization for a Jaw using Iterative Kriging Metamodels," *JMST*, Vol. 22, pp.1651~1659.