

## 레벨-루핑 크레인의 최적설계

임 영 선 · 주 영 우  
기계공학과  
(1986. 9. 30 접수)

### 〈요약〉

레벨-루핑 크레인의 기구를 최적화하는 연구를 하였다. 최적화 함수는 각 부재의 길이의 합을 최소로 하도록 하였으며 매개변수 분석은 일반 공간상태의 문제로 변환하여 해석하였다. 본 연구의 결과로 그레인의 각 부재의 길이와 중요한 각도를 설정할 수 있는 프로그램을 개발하였다.

본 연구의 수치적 결과를 기준으로 브레인과 비교하였으며 본 인구의 결과가 보다 최적화 되고 균일한 경과를 보여주었다.

## Optimal Design of Level-Luffing Crane

Yum, Young-Jin · Choo, Young-Woo  
Dept. of Mechanical Engineering  
(Received September 30, 1986)

### 〈Abstract〉

An optimal design for minimum sum of element lengths of level-luffing crane is presented. The parametric optimal problem is transformed into a general space state problem by dividing the range of parameter. A computer program capable of determining element lengths and angles is developed.

Numerical comparisons with existing cranes show that the results of optimal design are better than those of existing cranes, and give uniform results.

### I. 서 론

산업의 고도화와 물동량의 급증으로 인하여 화물 운송하기 위한 크레인의 수요가 불어나고 있다.

크레인은 일반적으로 시브크레인, 쇼스크레인, 젠트리크레인, 언로우더, 콘베이너크레인 및 케이블크레인 등으로 대별할 수 있다. 그중에서 시브크레인은 전정크레인이나 나비형크레인으로는 작업이 불가능한 항만하역 및 조선소 등에 주로 사용되고 있다.

시브크레인은 여러가지 종류가 있으나 본 연구에

서 나온는 레벨-루핑크레인은 선회와 수평운동을 하므로 운전이 매우 용이 할 뿐만아니라 소비동력이 저기 때문에 그 수요가 날로 증가되고 있으며 안정성도 높아 다목적용 치브크레인의 기본이 되고 있다.

크레인의 설계 및 제작은 주로 FEM<sup>(1)</sup>, JIS<sup>(2)</sup>, KSCP<sup>(3)</sup>와 같은 규정에 따라서 행하여지고 있으나 이에 대한 연구도 활발하게 진행되고 있다.

최근에 Cho<sup>(4)</sup> 등은 천정크레인의 구조설계를 최적화시키는 연구를 발표하였으며 레벨-루핑크레인의 구조설계를 최적화하기 위한 인구도 바란칠<sup>(5)</sup>과 박창칠<sup>(6)</sup>에 의하여 이루어졌다.

그레인의 쇠적설계에서 구조설계에 대한 연구는 많이 발표되었으나, 기구에 대한 허석설계를 위한 연구는 Fox<sup>(7)</sup> 등이 종합한 것과 Haug<sup>(8)</sup> 등이 소개한 것과 있지만 그리 많지 않다.

최근에 국내에서 기계의 기구에 관한 일<sup>(9)</sup>가 김호봉<sup>(9~11)</sup> 등에 의하여 발표되었다. 이들 논문에서는 3차원 기구의 운동해석과 운동축정정치에 관한 것 및 3차원 R-S-S-R 기구의 쇠적설계에 관한 연구가 있는데 쇠적기법으로는 제한성 문제를 무시한 성분 세로 변환하이 해를 구하는 FDP 법을 이용하였다.

그러나 기구의 회전회 분체는 비선형식 요소가 많이 포함되고 변수들의 유용한 범위가 좁기 때문에 기계운동의 호주조건을 만족하는 최적기구를 설계하기가 매우 어렵다.

본 연구에서는 GPM(Gradient Projection Method)를 이용하여 세벨-루핑크레인에서 가장 중요한 일위시의 수평운동을 만족하는 기구를 쇠적설계 할 수 있는 프로그램을 개발하여 기존 사용되고 있는 그레인과 비교 검토하고자 한다.

## II. 그레인의 구조 및 거동해석

다면 그레인의 성능은 어떤 것인가? 그림 1과 같다.

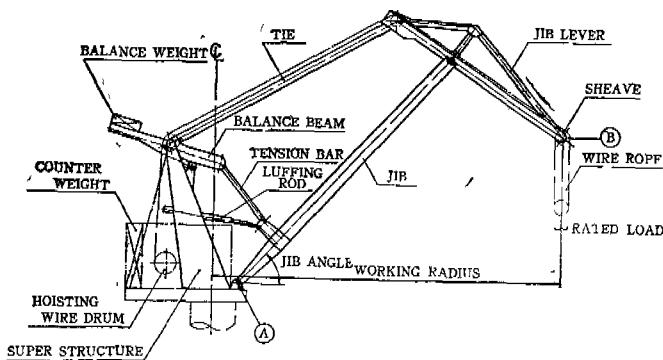


그림 1. 레벨-루핑 크레인의 구조

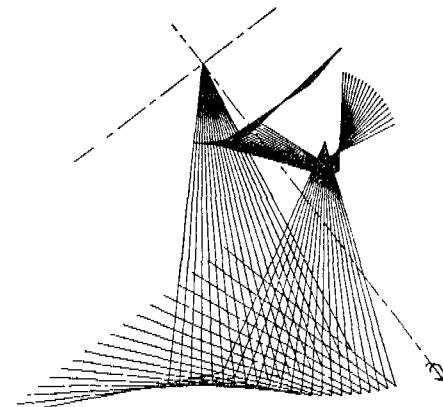


그림 2. 레벨-루핑 크레인의 운동궤적

(⑩) 점을 중심으로 Jib 를 회전 운동시켰을 때의 운동은 그림 2와 같다.

이 때에 Jib Lever 의 끝점 ⑪는 원점 한 수평운동을 하지 않고 폭선운동을 하게 된다. 이 폭선운동의 여려가지 형태를 상하 운동으로 나타내면 그림 3과 같다.

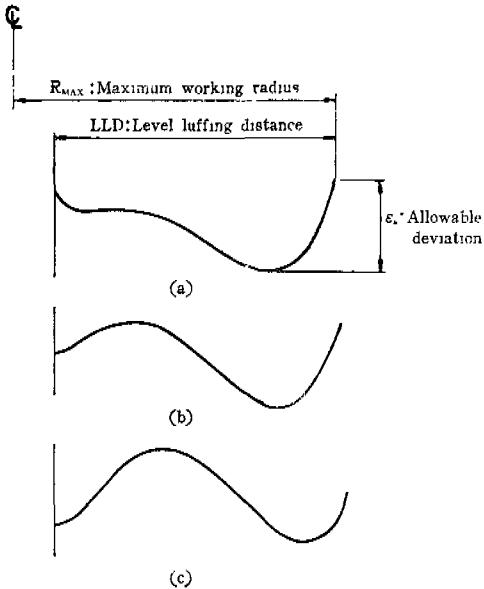


그림 3. 정격하중의 수평운동 궤적

그림 3에서 나나난 것과 같이 ⑩) 점은 폭선운동을 하게 되어, 폭선의 최고점과 최저점의 차이가 허용 범위안에 있어야 한다.

레벨-루핑 크레인의 설계시 만족시켜야 할 조건은 최대 성격회전과 최대 작업반경 및 일정한 평차내에서의 수평운동거리(Level Luffing)이다. 따라서 기구학적으로 만족시켜야 할 조건은 최대 차임반경과 일정한 평차내에서의 수평운동거리이나. 이 조건을 나타내면 그림 3(a)와 같다.

### III. 최적설계를 위한 수식화

레벨-루핑 크레인의 수식화를 위하여 그림 1을 그림 4와 같이 단순화하여 나타냈다. 본 그림에서의 폭직함수는 각 부체의 질이의 합이 최소가 되는 것으로 하였다. 최소 질이로 기구학식인 요구조건을 만족시킬 수 있다면 동일하중에 대한 재료의 소요와 세자ガ격을 줄일 수 있다. 그러므로 복제할 수

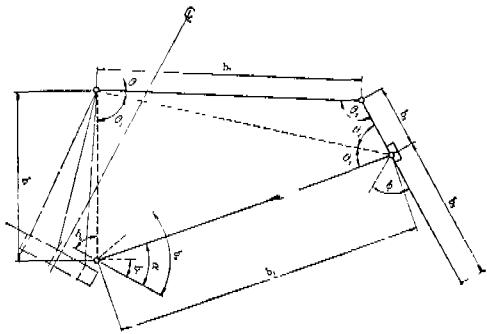


그림 4. 레벨-루핑크레인의 단순도면

는 다음과 같이 된다.

$$f(b_i) = b_2 + b_3 + b_4 + b_5 \quad (1)$$

여기서  $b_i$ 는 설계변수이고 그림 4와 같이 나나낸다.

제한식에는 부등제 한식과 등제 한식으로 나누어 시너 4절기구에서는 내각의 합이  $2\pi$ 가 되어야 하므로 등제 한식은 다음과 같다.

$$h_i = (\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5 - b_6 - \alpha)/\pi - 1 = 0 \quad (2)$$

여기서

$$\theta_1 = \cos^{-1} \frac{l^2 + b_1^2 - b_4^2}{2lb_1}$$

$$\theta_2 = \cos^{-1} \frac{l^2 + b_2^2 - b_5^2}{2lb_2}$$

$$\theta_3 = \cos^{-1} \frac{l^2 + b_3^2 - b_6^2}{2lb_3}$$

$$\theta_4 = \cos^{-1} \frac{l^2 + b_4^2 - b_1^2}{2lb_4}$$

$$\theta_5 = \cos^{-1} \frac{b_2^2 + b_3^2 - l^2}{2b_2b_3}$$

$$l^2 = b_1^2 + b_4^2 - 2b_1b_4 \cos(\pi - b_6 - \alpha)$$

$$\alpha = (b_8 - b_7) \frac{i-1}{N} + b_7$$

$$(i=1, 2, \dots, N+1)$$

식(2)에서  $i$ 는  $\alpha$ 의 최대값인  $b_8$ 과 최소값인  $b_7$ 을  $N$  등분했을 때 생기는  $N+1$ 개의 점을 나타내며 이것을 POID(Parametric Optimal Design)를 일컬어 SSM(State Space Method)로 취급하기 위한 것이다.

그 다음에 4-세한식으로는 4절기구가 단하져야 함 조건으로 나온다. 같은 조건으로 나온다.

$$h_i = b_1 \sin(\pi - b_6 - \alpha) - b_8 \sin(\pi - b_6 - \alpha + \theta_1 + \theta_2) \\ + b_8 \sin(\pi - b_6 - \alpha + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3) = 0 \quad (3)$$

여기서

$$i = N+2, N+3, \dots, 2(N+1)$$

$$\begin{aligned} h_s &= b_6 \cos(\pi - b_6 - \alpha) - b_2 \cos(\pi - b_6 - \alpha + \theta_1 + \theta_2) \\ &\quad + b_3 \cos(\pi - b_6 - \alpha + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

여기서

$$i = 2(N+1)+1, 2(N+1)+2, \dots, 3(N+1)$$

최대식임 반경이 주문자의 사양  $R_{\max}$  와 같기 위한 조건으로부터 다음 식이 일어진다.

$$\begin{aligned} h_{3(N+1)+1} \\ = (b_5 \sin \phi + b_4 \cos \theta_7 + R_c) / R_{\max} - 1 = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

여기서  $R_c$ 는 크레인의 중심선으로부터 지브의 지점까지의 수평거리로써 최대 작업반경이 30m 일 때 3m 정도이므로

$$R_c = R_{\max} / 10$$

가 되며  $\phi$ ,  $\theta_3$  및  $\theta_4$ 는  $\alpha$   $b_7$  일 때의 값으로 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \phi &= \pi/2 + b_7 - \theta_3 - \theta_4 \\ \theta_3 &= \cos^{-1} \frac{l_0^2 + b_4^2 - b_2^2}{2l_0 b_4} \\ \theta_4 &= \cos^{-1} \frac{l_0^2 + b_3^2 - b_2^2}{2l_0 b_3} \end{aligned}$$

여기서

$$l_0^2 = b_1^2 + b_4^2 - 2b_1 b_4 \cos(\pi - b_6 - b_7)$$

이다.

따라서 등제한식은 모두  $3(N+1)+1$ 개가 된다. 부등제한식으로는 수평운동의 허용편차  $\varepsilon_a$ 의 제한조건으로부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \phi_1 &= [(b_4 \sin \alpha - b_5 \cos \phi)_{\max} \\ &\quad - (b_4 \sin \alpha - b_5 \cos \phi)_{\min}] / \varepsilon_a - 1 \leq 0 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서

$$\phi = \pi/2 + \alpha - \theta_3 - \theta_4$$

이나.

또한 수평운동거리가 어떤 일정한 값 이상이 되어야 한다는 조건으로부터

$$\begin{aligned} \phi_2 &= (b_5 \sin \phi_5 + b_4 \cos b_8 \\ &\quad - b_5 \sin \phi_0 - b_4 \cos b_7) / R_L + 1 \leq 0 \end{aligned} \quad (7)$$

을 얻는다.

$R_{\max}$  가 30m 일 때  $R_L$  값은 약 21m 정도이므로  $R_L = 0.7 R_{\max}$  가 된다.

여기서

$$\begin{aligned} \phi_5 &= \pi/2 + b_8 - \theta_{3f} - \theta_{4f} \\ \theta_{3f} &= \cos^{-1} \frac{l_f^2 + b_4^2 - b_2^2}{2l_f b_4} \\ \theta_{4f} &= \cos^{-1} \frac{l_f^2 + b_3^2 - b_2^2}{2l_f b_3} \end{aligned}$$

$$l_f^2 = b_1^2 + b_4^2 - 2b_1 b_4 \cos(\pi - b_6 - b_8)$$

지브의 회전각도의 제한조건으로부터 나음의 부등제한식을 얻는다.

$$\phi_3 = (b_6 + b_7) / \beta_{\max} + 1 \leq 0 \quad (8)$$

$$\phi_4 = (b_6 + b_8) / \beta_{\max} - 1 \leq 0 \quad (9)$$

여기서

$$\beta_{\max} = \pi - \cos^{-1} \frac{b_1^2 + b_4^2 - (b_2 + b_3)^2}{2b_1(b_3 + b_4)}$$

$$\beta_{\max} = \pi - \cos^{-1} \frac{b_1^2 + (b_3 + b_4)^2 - b_2^2}{2b_1(b_3 + b_4)}$$

설계변수들이 양의 값을 가지기 위한 조건으로 다음 부등제한식을 얻는다.

$$\phi_{4+i} = -b_i \leq 0 ; i = 1, 2, \dots, 8 \quad (10)$$

크레인의 운전각도의 제한식으로부터 나음의 부등제한식을 얻는다.

$$\phi_{13} = 2b_6 / \pi - 1 \leq 0 \quad (11)$$

$$\phi_{14} = 2b_7 / \pi - 1 \leq 0 \quad (12)$$

$$\phi_{15} = 2b_8 / \pi - 1 \leq 0 \quad (13)$$

크레인의 각 링크간의 길이 제한식으로부터 다음의 부등제한식을 얻는다.

$$\phi_{16} = b_1 - b_2 - b_3 - b_4 \leq 0 \quad (14)$$

$$\phi_{17} = b_2 - b_3 - b_4 - b_1 \leq 0 \quad (15)$$

$$\phi_{18} = b_3 - b_4 - b_1 - b_2 \leq 0 \quad (16)$$

$$\phi_{19} = b_4 - b_1 - b_2 - b_3 \leq 0 \quad (17)$$

본 최적화 문제를 수식화한 결과 설계변수는 8개, 등제한식이  $3(N+1)+1$ 개, 부등제한식이 19개가 되었다. 최적화 문제에서 가장 중요한 것은 다루려는 문제의 수식화를 어떻게 하는가에 있으며 수식화가 잘 되었을 때 결과가 잘 수렴하고 신빙성이 있게 된다.

## IV. 계산과정

앞에서 기술된 비선형 최적 문제의 해를 구하기 위하여 GPM(Gradient Projection Method)를 사용하였으며 이 방법에 대한 상세한 기술은 참고서에 시사할 수 있다.

본 문제는 지브각도(Jib Angle)에 대한 POD (Parametric Optimal Design)로 다음 어야 하나 본 세션에서는 지브 각도를  $N$  등분하여 등제한식으로 변환하였으며 시브레버(Jib Lever)의 끝점이 국선 운동을 한 때 최고점과 최저점의 차이가 허용편차 내에 있도록 부등제한식을 추가하였다.

만복계식의 정자 기준으로는 설계변수들의 Norm

과 재한식의  $\leq$  기호로 하였으며 나중 시으로 표시 된다.

$$\|\delta b\| \leq E_1 \\ |h|, \phi \leq E_2 \quad (17)$$

$E_1, E_2$ 의 값을 본 연구에서는 모두 0.001로 하였다. 프로그램의 뒤에 가로는 최대작업반경( $R_{max}$ )과 수평 운동의 허용역간은  $\epsilon_a$ 이 된다.

## V. 최적설계의 결과 및 검토

현재 중공업에서 설계·제작되고 있는 기존 보례와 최적설계의 결과를 비교하여 표 1에 나타내었다.

표 1. 기존모델과 최적설계와의 비교

Model	EXISTING MODEL					RESULTS OF OPTIMIZATION				
						최대작업반경 $R_{max}=30m$ 인 경우				
$\epsilon_a(m)$	0.11	0.11	0.12	0.13	0.15	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15
$b_1(m)$	11.023	9.974	10.868	11.154	11.322	11.14	11.00	11.02	10.99	10.99
$b_2(m)$	23.02	20.52	18.52	19.57	18.75	18.27	17.99	18.07	18.04	18.04
$b_3(m)$	3.98	3.54	4.70	4.38	4.17	4.17	4.13	3.10	4.08	4.08
$b_4(m)$	27	25.7	22.55	24.63	23.74	24.31	23.65	23.59	23.55	23.55
$b_5(m)$	10.71	12.38	14.32	12.85	12.16	13.51	13.03	13.23	13.28	13.28
$b_6(^{\circ})$	61.20	72.07	65.89	68.82	70.92	75.06	73.74	73.51	73.63	73.63
$b_7(^{\circ})$	49.82	50	47	49	47	49.33	47.61	37.53	47.53	47.53
$b_8(^{\circ})$	79.63	80.53	80.44	81.15	81.24	85.08	82.39	82.22	82.22	82.22
$f(m)$	64.71	62.14	60.09	61.43	58.92	60.26	58.79	58.99	58.95	58.95
$\epsilon_r(m)$	0.11	0.11	0.12	0.13	0.15	0.125	0.126	0.141	0.141	0.141

$\epsilon_a$ : Allowable Deviation

$\epsilon_r$ : Calculated Deviation

표 2. 최대작업반경에 대한 최적설계 결과

허용편차  $\epsilon_a=0.13\times R_{max}/30^{\circ}$ 인 경우

$R_{max}$	15	20	25	30	40	45	50	60
$b_1(m)$	5.498	7.320	9.103	11.00	14.55	16.99	18.23	22.26
$b_2(m)$	9.011	12.03	15.07	17.99	24.09	26.89	30.07	35.88
$b_3(m)$	2.054	2.722	3.406	4.132	5.419	6.385	6.840	8.223
$b_4(m)$	11.81	15.80	19.66	23.65	31.67	35.49	39.16	47.75
$b_5(m)$	6.662	8.730	11.26	13.03	17.17	20.51	22.54	25.94
$b_6(^{\circ})$	73.97	74.08	73.80	73.74	73.97	73.74	73.51	74.83
$b_7(^{\circ})$	47.74	47.62	47.87	47.61	47.57	48.36	47.72	47.93
$b_8(^{\circ})$	82.28	81.93	82.28	82.39	82.79	82.96	82.33	82.68
$f(m)$	29.54	39.29	49.40	58.79	78.35	89.27	98.61	117.8
$\epsilon_r(m)$	0.059	0.083	0.097	0.126	0.174	0.197	0.209	0.254
Iteration No.	14	13	14	19	22	80	10	49

않으며 최적설계의 경우가 기존 모델에 비하여 일성하고 낫은 값을 보여 주고 있다.

설계변수 중에서 지브의 가도인  $b_6$ ,  $b_7$  및  $b_8$ 의 값도 허용력자의 변화에 대하여 내체로 일정한 값을 보여 주고 있으며, 그 밖의 나머지 설계변수들도 최적설계의 경우가 기존모델에 비교하여 변화가거나.

마지막 최적설계의 경우가 규격화되고 균일한 설계를 할 수 있음을 보여 준다.

최대작업반경에 대한 최적설계의 결과를 표2에 나온다. 표 2에서 사 최대 작업반경에 대한 허용원자  $\epsilon_0$ 는  $R_{max} = 30m$  일 때  $\epsilon_0 = 0.13m$  를 기준으로 비례하도록 하였다.

폭적합수  $f$ 의 값은 최대작업반경에 비례하여 증가함을 보여 주고 있으며 절이률은 나아지는 설계변수들도 같은 경향으로 증가함을 알 수 있다.

지브의 각도들을 나타내는  $b_7$ ,  $b_8$  및  $b_6$ 는 거의 변화가 없음을 알 수 있다.

제작시간을 최소화하기 위한 전산기 내에서의 계산변복회수는 최대작업반경이 30m 이하에서 20회 미만이지만 40m 이상에서는 매우 차이가 심한 것을 보여 주고 있다. 이것은 경우에 따라 수립도가 날라질 수 있음을 나타낸다.

## V. 결론

본 연구에서는 예멘-루프트웨인 기구의 최적설계를 위한 프로그램을 개발하였다. 시금까지 시행착오로 설계하던 것을 최대작업반경, 수평운동거리 및 터옹抨치를 입력하면 각 부재의 길이 및 지브각도 등이 출력된다. 따라서 설계시간을 상당히 단축시킬 수 있으며 구조의 강도설계를 용이하게 한다. 또한 트레인의 설계를 규격화 할 수 있으므로 균일한 제품을 설계 세사할 수 있다. 각 설계변수들 중에서 기보기구의 폐소각과 최대직온 기의 일정하므로 상수화 할 수 있으며 그 밖의 절이률은 나아지는 범수들은 최대작업반경에 비례하여 변한다.

본 연구에서 개발한 그로브암은 사용하면서 트레인에 대한 다양한 설계를 할 수 있다.

## 총기

본 연구는 1984년도 현재 이 사상 연구비로 이루어졌으며 이에 감사하는 바입니다.

## 참고문헌

1. FEM, Section 1, "Rules for the design of Hoisting Appliances," 1970.
2. JIS B-8821, "Specification for the design of crane structure," Japanese Standards Association, Tokyo, 1976.
3. KSCP-B-1003, "크레인 기술지침(7)," 산업진흥청, 1976.
4. Cho, S.W., Kwak, B.M., "Optimal design of Electric Overhead Crane Girders," ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in design, 1983, pp.1~6.
5. 박만길, "레벨-드-링크네인의 강구구조 설계를 위한 전진 프로그램 개발 연구", 동양대학교 석사논문, 1984.
6. 박정걸, 손동화, 조민희, "Level Lifting Jib Crane의 Pre-Static 계산에 대한 고찰", 대우신기술, 84G04-056, pp.54~63.
7. R.L. Fox, K.C. Gupta, "Optimization Technology as Applied to Mechanism Design," ASME J. for Industry, May. 1973, pp.657~663.
8. E.J. Haug, J.S. Arora, Applied Optimal Design, John Wiley & Sons, New York, pp. 201~212, 1979.
9. 김호룡, 김건국, "3차원 R-S-S-R 기구의 최적설계에 관한 연구", 대한기계학회지, 제9권, 제4호, pp.528~538, 1985.
10. 김호룡, "기호방정식을 이용한 3차원 원체기구 운동해석의 일련화", 대한기계학회지, 제10권, 제1호, pp.102~109, 1986.
11. 김호룡, 헝시수, "미니크로 컴퓨터를 이용한 3차원 원체기구 운동의 자동화 및 운동해석 성능에 관한 연구", 대한기계학회지, 제10권, 제4호, pp.577~584, 1986.