

실험계획법을 이용한 조(Jaw)의 형상최적설계

이권희* · 방일권** · 한동섭** · 한근조***

*동아대학교 기계공학과 조교수, **동아대학교 기계공학과 대학원, ***동아대학교 기계공학과 교수

Shape Optimization for a Jaw Using DOE

Kwon-Hee Lee · Il-Kwon Bang** · Dong-Seop Han** · Geun-Jo Han****

**Division of Mechanical Engineering Dong-A University, Busan 604-714, Korea*

***Graduate school of Dong-A University, Busan 604-714, Korea*

****Division of Mechanical Engineering Dong-A University, Busan 604-714, Korea*

요 약 : 컨테이너 터미널에서 컨테이너의 양·하역 작업 시 컨테이너 크레인을 정위치에 고정시키고, 돌풍으로 인해 컨테이너 크레인이 레일방향으로 미끄러지는 것을 방지하는 장치가 레일클램프이다. 쐐기형 레일클램프는 초기에는 작은 압착력으로 레일을 압착하다가 풍속이 증가하면 쐐기작용에 의해 압착력이 증가하는 방식을 취함으로써 구조적으로 안정성과 내구성이 높은 장점을 가지고 있다. 본 연구에서는 레일클램프의 주요부인 조에 대해 형상최적설계를 수행하였다. 본 논문에서는 솔리드 요소로 유한요소 모델링된 조(jaw)의 경량화 설계를 위하여 강도를 고려하였다. 설계변수로는 조의 측면부의 두께, 조의 중간부의 롤러지지부의 두께, 조의 하단부의 롤러지지부의 두께, 조의 꼭면부의 위치로 설정하였다. 본 연구에서는 상용프래그램인 ANSYS Workbench의 최적화 기능을 이용하였다.

핵심용어 : Jaw, 레일클램프, ANSYS Workbench, 형상최적설계

ABSTRACT :

The rail clamp is the device to prevent that a crane slips along rails due to the wind blast as well as to locate the crane in the set position for loading and unloading containers. The wedge type rail clamp should be designed to consider the structural instability and the durability because it compresses both rail side with large clamping force by the wedge working as the wind speed increases. In this research, there are two methods which are design of experiment and variation technology in used commercial software and shape optimization was performed. The optimum results obtained by the two methods are compared and examined

KEY WORDS : *Jaw, rail clamp, ANSYS Workbench, Shape Optmization*

1. 서 론

항만에서는 순간 최대풍속을 기준으로 하역작업이 가능한 작업 시(operating mode)와 하역작업이 불가능하여 하역장비를 정해진 위치에 계류시켜야 하는 계류 시로 나뉘진다. 최근 태풍 '매미'로 인한 붕괴사고 이후 개정된 항만시설 장비관리 규정에 따르면 국내에서 설계기준풍속은 작업 시 20m/s에서 40m/s로, 계류 시 50m/s에서 70m/s로 각각 상향조정되었음을 알 수 있다.

작업 시 컨테이너 크레인은 선박에서 크레인으로, 또는 트레일러에서 선박으로 컨테이너의 양·하역을 위해 레일을 따라 이동과 정지를 반복하게 된다. 정지해 있던 크레인이 바람에

의해서 레일방향하중을 받게 되면 레일을 따라 밀리는 현상이 발생하게 되는데 이 때 컨테이너 크레인은 한번 밀리기 시작하면 자체의 높은 관성력으로 인해 정지시키기가 매우 어려워 대형사고로 이어질 수 있다. 그래서 돌풍에 의해 컨테이너 크레인이 레일방향으로 밀리지 않도록 작업 시에는 레일클램프(rail clamp)를 이용하여 크레인을 고정하며, 계류 시에는 컨테이너 크레인이 레일방향으로 밀리지 않도록 레일클램프를 포함하여 트러부의 기어장치와 스토리지 핀(stowage pin)을 이용하여 크레인을 고정하고, 컨테이너 크레인의 전도를 방지하기 위해 타이다운 로드(tie-down rod)를 이용하여 크레인을 고정한다.

레일클램프는 작업 시 컨테이너 크레인을 정해진 위치에 고정시킬 뿐만 아니라 돌풍으로 인한 컨테이너 크레인의 사고를 방지하기 위한 매우 중요한 장치이다. 레일클램프는 구동 방식에 따라 스프링형, 유압형, 쐐기형으로 나눌 수 있으며,

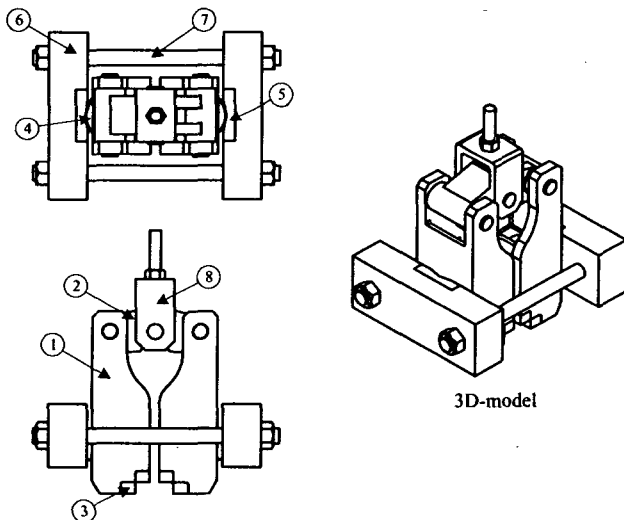
* 정회원(대표저자), leekh@donga.ac.kr 051)200-7638
** 정회원, denver21@daum.net 051)200-6981
*** 정회원, dshan@donga.ac.kr 051)200-6989
*** 종신회원, gjhan@daunet.donga.ac.kr 051)200-7650

압착방식에 따라 레일의 상부를 압착하는 방식과 레일의 측면을 압착하는 방식으로 나눌 수 있다. 스프링이나 유압형은 요구되는 최대 압착력으로 지속적으로 구동을 하기 때문에 큰 압착력으로 인해 구조적으로 안정성과 내구성이 약한 문제점을 안고 있으나, 쐐기형은 초기에는 작은 하중으로 레일을 압착하다가 풍속이 증가하면 쐐기작용에 의해 압착력이 증가되는 방식을 취함으로써 구조적으로 매우 안정된 방식이라고 할 수 있다. 또한 레일의 상부를 압착하는 방식은 안벽(quay) 지반의 침하현상을 발생시킬 수 있으므로 레일의 측면을 압착하는 방식이 구조적으로 안정된다고 할 수 있다. 주로 스프링형은 레일의 측면을 압착하는 형태이고, 유압형은 레일의 상부 또는 측면을 압착하며, 쐐기형은 레일의 측면을 압착하는 방식을 채택하고 있다. 따라서 태풍이나 돌풍이 잦은 우리나라 항만에는 컨테이너 크레인용 레일클램프로 내구성이 높고, 지반에 영향을 주지 않으면서 큰 압착력을 발휘할 수 있는 쐐기형이 적합하므로 본 연구에서는 쐐기형 레일클램프에 대하여 다루고자 한다.

2. 쐐기형 레일클램프의 구조와 구동 메커니즘

2.1 쐐기형 레일클램프의 구조

쐐기형 레일클램프의 구조를 Fig.1에 나타내었다.



1 : Jaw	2 : Locker	3 : Jaw pad
4 : Roller	5 : Wedge	6 : Wedge frame
7 : Extension bar	8 : Hanger	

Fig. 1 Main part of the wedge type rail clamp

2.2 쐐기형 레일클램프의 구동 메커니즘

쐐기형 레일클램프는 초기에는 작은 압착력으로 레일을 압착하다가 풍속이 증가하면 쐐기작용에 의해 압착력이 증가하는 방식을 취함으로써 구조적으로 안정성과 내구성이 높은 장점을 가지고 있다. 따라서 태풍이나 돌풍이 잦은 우리나라 항만에서는 컨테이너 크레인용 레일클램프의 구동방식으로 내구성이 높고, 풍속의 변화에 적절히 대처할 수 있는 쐐기형을 채택하여야 한다. 본 연구에서는 50ton급 컨테이너 크레인용 쐐기형 레일클램프를 모델로 선정하여 연구를 수행하였다.

쐐기형 레일클램프의 작동 메커니즘은 Fig. 2에 나타나듯이 크게 개방단계(open stage), 초기압착단계(initial clamping stage), 쐐기작용단계(wedge working stage)의 3단계로 나눌 수 있다.

① 개방단계 : 유압실린더를 구동시켜 라커를 상향으로 들어 올리게 되면 스프링에 의해 조(jaw)가 벌어지면서 조 패드가 레일과 분리된다. 이 단계는 컨테이너 크레인이 작업 위치로 이동할 수 있도록 한다.

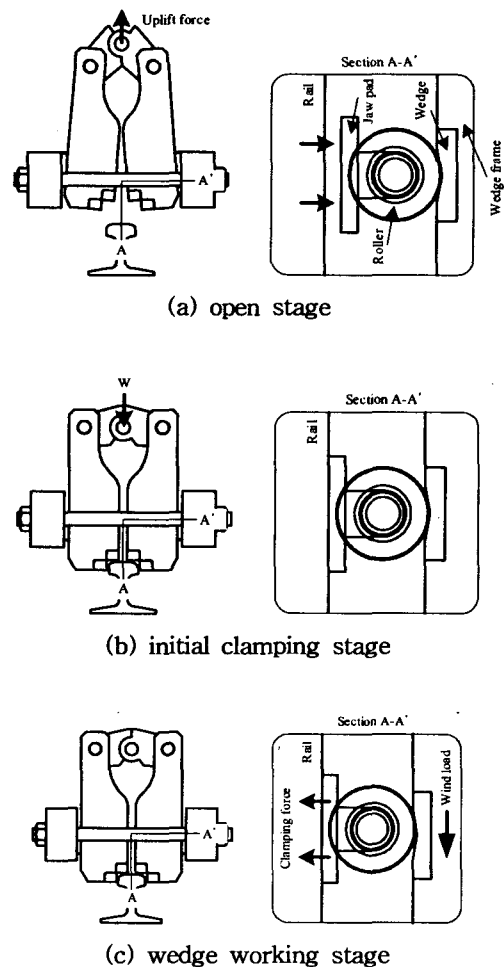


Fig. 2 Operating mechanism of the wedge type rail clamp

② 초기압착단계 : 중추무게(W)에 의해 라커가 하강하면서 위쪽 조 패드가 레일의 윗면에 부딪히게 되고 계속해서 라커의 경사각이 줄어들면서 측면 조 패드가 레일의 측면에 부딪힌 후 초기압착을 하게 된다. 이 단계는 작은 압착력으로 레일을 압착하게 되며, 컨테이너 크레인을 작업위치에 고정시키게 된다.

③ 썸기작용단계 : 풍속이 증가하게 되면, 크레인의 레일방향 하중(F_z)이 증가하여 크레인과 연결된 썸기 프레임(wedge frame)이 레일방향으로 밀리게 된다. 이때 썸기프레임에 부착된 썸기가 롤러를 회전시키면서 롤러가 경사면을 따라 구르게 되는 썸기작용을 발생시켜 조 패드의 압착력을 점점 증가시키게 된다. 이 단계는 풍속이 증가함에 따라 썸기작용에 의해 조 패드의 압착력을 증가시켜 컨테이너 크레인이 레일방향으로 미끄러지는 것을 방지하게 된다. 본 연구에서는 레일클램프가 가장 많은 하중을 받는 썸기작용단계에서의 조에 대해 최적설계 하였다. 경량화를 위해 상업용 프로그램인 ANSYS Workbench의 최적화 기능을 이용하였고 그 결과에 대한 분석을 수행하였다.

3. 유한요소해석 및 최적설계정식화

3.1 유한요소 모델 및 하중조건

설계 시 요구조건인 강도를 검토하기 위하여 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 3자유도를 가지는 솔리드요소를 이용하여 유한요소 모델링을 하였다. 이때 요소의 크기는 수렴해석을 통하여 9mm로 설정하였다.

조에 작용하는 하중을 분석하기 위하여 Fig. 4에 레일클램프의 주요부에 대한 자유물체도를 나타내었다. 초기압착단계에서는 라커의 압축력(F_L)이 조의 상단에 작용되고, 롤러에 의해 지지되면서 지렛대원리로 조 패드에 압착하중(F_p)이 발휘된다. 썸기작용단계에서는 롤러에 의한 하중(F_{Rx})이 조에

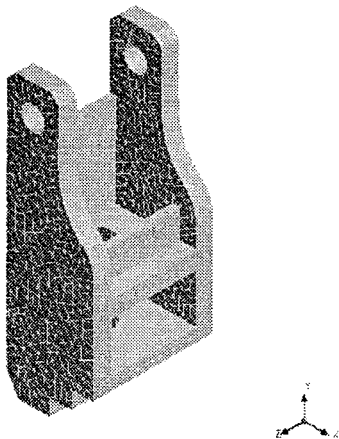


Fig. 3 Finite element modeling of a jaw

작용되고 라커에 의해 지지되어 조 패드에 압착하중이 발휘된다. 즉, 두 가지 모두 조의 굽힘에 의해 발휘되므로 조 패드의 압착력(F_p)발휘를 위한 라커의 하중(F_L)은 아래 식 (1)과 같다.

$$F_L = \frac{L_{JL}}{L_{JU}} F_P \quad (1)$$

또한 롤러의 x방향 하중, F_{Rx} 는 아래 식 (2)와 같다.

$$F_{Rx} = F_P + F_L = \left(1 + \frac{L_{JL}}{L_{JU}}\right) F_P \quad (2)$$

여기서 L_{JU} 는 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 조의 상단부의 길이이고, L_{JL} 은 조 하단부의 길이이다.

유한요소 해석 시 경계조건을 보면 Fig. 2에서 알 수 있듯이 롤러에 의한 하중(F_{Rx})이 조 상단부에 작용하는 라커의 압축력(F_L)과 조 하단부에 작용하는 압착하중(F_p)의 합력과 같다는 것을 알 수 있다. 따라서 경계조건은 롤러에 의한 하중(F_{Rx})만 조에 작용한다고 보고 조 상단부에 작용하는 라커의 압축력(F_L)과 조 하단부에 단부에 작용하는 압착하중(F_p)는 힘이 작용하지 않는다고 보고 조 상단부는 x방향의 자유도만 구속하고 조 하단부의 조 패드가 레일측면과 만나는 부분은 x, z방향의 자유도를 구속시켰으며, 조 패드가 레일윗면과 만나는 부분은 y방향의 자유도를 구속하였다. 그리고 롤러에 의한 하중(F_{Rx})은 베어링 하중으로 x방향으로 $1.114 \times 10^3 \text{kN}$, z방향으로 $1.97 \times 10^2 \text{kN}$ 이 작용한다고 설정하였다.

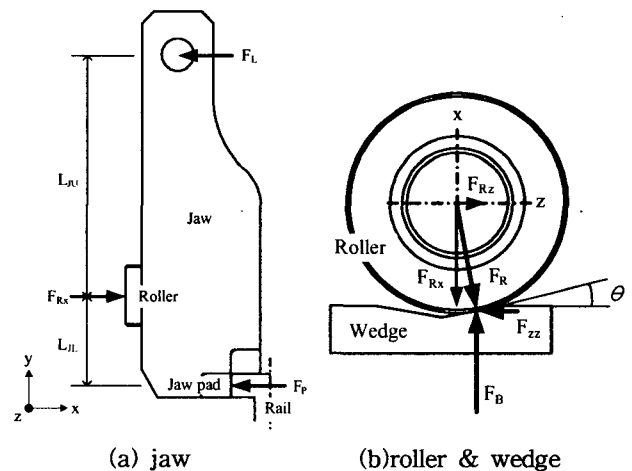


Fig. 4 Free body diagram of a jaw

3.2 최적설계정식화

해석 결과는 Fig. 5에 나타나듯이 롤러 지지부에 533.117MPa의 최대 등가응력이 작용하는 것을 알 수 있고 이것은 안전율 1.5를 고려한 재료의 항복강도 548MPa를 충분히 만족하였기 때문 WORKBENCH를 이용한 최적화를 수행하였다.

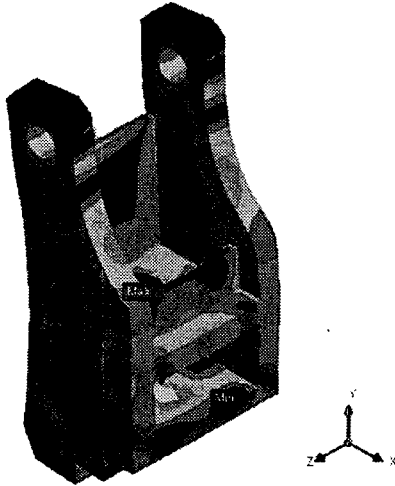


Fig. 5 Result of analysis

설계변수로써 조의 측면부의 두께(t_1), 조의 중간부의 롤러 지지부의 두께(t_2), 조의 하단부의 롤러지지부의 두께(t_3), 조의 곡면부의 위치(l_1)로 설정하였으며, 제한조건으로써 안전율이 고려된 강도를 고려하였다. 설계변수에 대한 설명은 Fig. 6에 나타내었다.

SCM445의 항복강도는 823MPa이지만 항만시설 장비관리규정에 따르면 안전율 1.5를 고려한 최적설계 정식화는 다음 식 (3)과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } \hat{W}(t_1, t_2, t_3, l_1) \\ & \text{Subject to } \hat{\sigma}_{\max} \leq 548 \text{MPa} \\ & \quad t_L \leq t_1, t_2, t_3 \leq t_U \\ & \quad l_L \leq l_1 \leq l_U \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 \hat{W} 는 최적화 수행 시 근사모델에서의 무게이고, $\hat{\sigma}$ 는 근사모델에서의 본미세스 응력에 대한 평균응력, 그리고 t_L 과 l_L 은 설계변수의 하한값이고, t_U 와 l_U 는 설계변수의 상한값을 나타낸다. 본 연구에서는 설계범위를 초기값의 상·하 10%로 수행하였다.

4. ANSYS Workbench를 이용한 최적화

4.1 설계변수

가. 입력파라미터(Input Parameter)

설계변수로써 조의 측면부의 두께(t_1), 조의 중간부의 롤러 지지부의 두께(t_2), 조의 하단부의 롤러지지부의 두께(t_3), 조의 곡면부의 위치(l_1)로 설정하였으며, 제한조건으로써 안전율이 고려된 강도를 고려하였다.

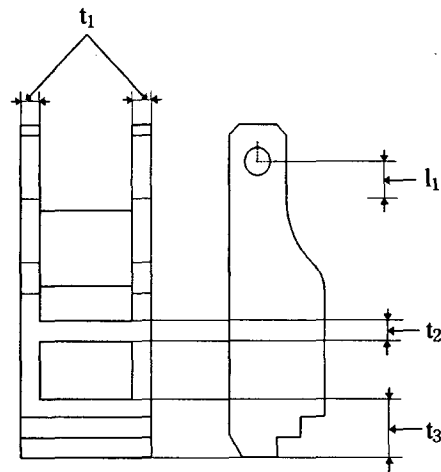


Fig. 6 design variable of a jaw

나. 응답파라미터(Response Parameter)

응답파라미터로는 무게를 줄이기 위해 질량은 가능한 한 최소의 값을 구하도록, 최대등가응력(Equivalent Stress Maximum)이 548MPa이 넘지 않도록 설정하였다.

4.2 ANSYS Workbench를 이용한 최적화 방법

조의 최적화를 위해 사용한 WORKBENCH에는 실험계획법에 의한 방법과 변동해석을 이용한 두 가지 방법이 있었고 본 연구에서는 이 두 방법으로 형상최적설계를 수행하였다.

가. 실험계획(Design of Experiment)방법

실험계획법(design of Experiment)방법은 최적해를 구하기 위하여 중심합성법(central composite approach)을 이용하여 실험횟수를 정하게 된다. 본 연구에서는 설계변수가 4개이므로 실험횟수가 $n = 2^k + 2k + n_0$ 로 25개의 실험 결과 값을 이용하여 반응표면(response surface)을 만들게 되고 이 반응표면으로부터 최적해를 선정한다.

나. 변동해석(Variational Technology)방법

변동해석방법은 하나의 유한요소해석 결과만 가지고 반응 표면을 생성한다. 변동해석방법은 반응표면을 얻기 위한 입력 파라미터 정보가 필요하게 되고 테일러급수전개(taylor series expansion)의 조합으로 반응표면을 결정하게 된다. 응답조건의 정확성은 사용된 테일러급수의 미분 차수에 의해 결정된다.

4.3 결과

본 연구에서는 사용한 방법인 DOE와 VT방법에서는 설계 변수의 설계범위를 설정해야하는데 설계범위를 초기값의 상·하 40%, 30%, 20%로 각각 실행하였으나 최대등가응력의 실제값이 548MPa를 초과한 결과 값을 얻었다. 그래서 설계변수의 범위를 초기값의 상·하10%로 설정하여 수행하였고 그 결과 각 설계변수의 최대등가응력(Maximum Equivalent Stress)에 대한 민감도는 Fig. 7에 나타난 바와 같이 조 하단 롤러지지부의 두께(t_2)와 조 중간 롤러지지부의 두께(t_3)에 많은 영향을 받는 걸 알 수 있었다.

DOE 방법에서는 무게가 39.837kg으로 초기 값보다 8.38% 감소한 값을 얻을 수 있었다. 그러나 DOE 방법에서의 설계변수 범위가 $27\text{mm} \leq t_1, t_2 \leq 33\text{mm}$, $76.5\text{mm} \leq t_3 \leq 93.5\text{mm}$, $48.663\text{mm} \leq l_1 \leq 59.477\text{mm}$ 인데 Table. 1에 보여진 바와 같이 설계변수 t_1, t_2 값이 각각 27.015mm와 27.563mm로 WORKBENCH에서 얻은 최적해가 설계범위의 경계에 근접해 있기 때문에 이 값이 전역적 최적(Global Optimum)값이라고 보기는 어려웠다. 그래서 이 최적해를 초기값으로 두고 DOE 방법을 다시 수행 하였더니 거기서 얻은 최적해의 실제 해석 값은 안전율을 고려한 응력기준을 만족하지 못하였다. VT방법을 이용한 최적화는 입력파라미터의 범위를 초기값의 상·하10%로 적용했을 때 최적해를 얻을 수 없었고, 5%로 했을 때 무게가 41.513kg으로 초기값의 4.5%의 감소한 값을

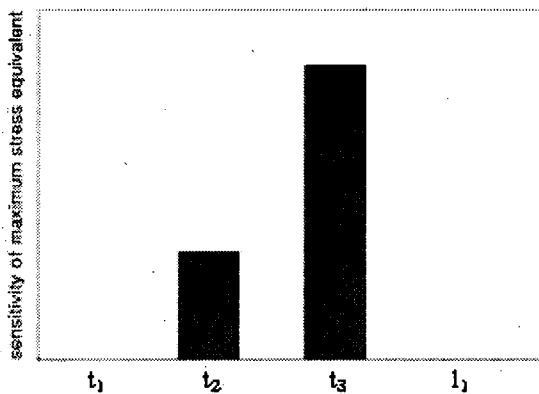


Fig. 7 Sensitivity for Maximum Equivalent Stress

Table. 1 Optimum values using DOE and VT

Design variable	t_1 (mm)	t_2 (mm)	t_3 (mm)	l_1 (mm)
Initial	30	30	85	54.07
DOE	27.015	27.563	81.538	59.045
VT	28.5	28.5	80.75	51.367

Table. 2 Comparison of DOE and VT

	Initial	DOE		VT	
		Predict	True	Predict	True
Maximum stress(MPa)	533.12	537.55	524.99	535.46	526.85
weight(kg)	43.47	39.827	39.827	41.513	41.513

얻을 수 있었다. 그러나 이것 역시 설계범위 $28.5\text{mm} \leq t_1, t_2 \leq 31.5\text{mm}$, $80.75\text{mm} \leq t_3 \leq 89.25\text{mm}$, $51.37\text{mm} \leq l_1 \leq 56.77\text{mm}$ 의 하한값인 t_1, t_2 는 28.5mm, t_3 는 80.07mm, l_1 은 51.367mm인 최적해를 가졌고 이것 또한 설계범위의 경계에 최적해를 가지므로 전역적 최적값이라 보기 어려웠다. 다시 이 최적해를 초기치로 VT방법을 수행하였으나 거기서 얻은 최적해가 제한 조건인 548MPa를 넘었기 때문에 최적해를 찾을 수 없었다. DOE방법이 설계범위가 넓었기 때문에 VT방법보다 좋은 결과를 얻었다. Table. 1에는 두 방법에서 얻은 최적값을 나타내었다. Table. 2에는 초기값과 두 최적화 방법에 대한 최대등가응력과 무게에 대해 각각 비교하였다.

5. 결론

1. WORKBENCH를 이용한 형상최적설계는 설계변수의 범위가 기본값이 10%로 정해져 있는데 이는 너무 넓은 설계범위로 설정 할 경우 근사함수의 오차가 커지는 것을 방지하기 위한 것이다.
2. WORKBENCH에서 사용한 방법인 DOE방법은 중심합성법으로 실험점을 정하는데 이는 보다 정확한 근사함수를 얻기 위한 실험점을 만드는 방법인 직교배열표나 라틴 하이퍼큐브 보다 많이 사용하지 않는 방법을 사용하여 만족할 만한 결과를 얻지 못했다.
3. DOE방법은 설계변수의 개수가 많을 수록 실험점의 개수가 많아져서 근사함수를 만드는데 많은 시간이 걸리기 때문에 설계변수의 개수가 적을 때 사용하는 것이 용이하다. VT방법은 한 번의 해석으로 설계변수의 민감도를 가지고 근사함수를 만들고 최적점을 찾기 때문에 설계변수의 수가 많을 때 빠른 결과를 얻을 수 있다.
4. WORKBENCH의 최적화 기능으로 형상최적설계를 수행하였지만 여기서의 최적해가 설계변수의 경계값을 가지므로 전역적 최적해라 생각하기 어려웠고, 이러한 결과는 WORKBENCH의 최적화 기능의 한계라고 생각한

- 다.
5. 유한요소모델의 해석에서 알 수 있듯이 조는 롤러에 의해 지지되는 부분에 최대등가응력이 발생하고 설계변수 중 이 부분과 관련이 많은 t_2 , t_3 에 많은 영향을 받는 것을 알 수 있다.
 6. 본 연구에서 WORKBENCH의 최적화 기능을 이용하여 얻은 값들은 최절해라고 하기엔 어려움이 있지만 WORKBENCH의 최적화 기능을 통해 간단하게 설계변수의 민감도나 경향을 알 수 있고 이를 통해 다른 최적화 알고리즘을 통한 최적화 수행을 더 수월하게 할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 석박사 인력양성사업의 지원으로 수행되었음.

참 고 문 헌

- [1] S. W. Lee, J. J. Shim, D. S. Han, J. S. Park, G. J. Han, K. S. Lee, T. H. Kim, "The Effect of Wind Load on the Stability of a Container Crane," *J. of KSPE*, Vol. 22, No. 2, pp. 148-155, (2005).
- [2] G. J. Han, H. Lee, J. J. Shim, D. S. Han, C. W. Ahn, and Y. H. Jeon, "Study on the Wedge Angle of Wedge Type Rail Clamp for Container Crane," *J. of KSPE*, Vol. 21, No. 9, pp. 119-126, (2004).
- [3] H. Lee, G. J. Han, C. W. Ahn, Y. H. Jeon, J. J. Shim, D. S. Han, "A Study on Wedge Angles of Wedge Type Rail Clamp for Preventing Jaw from Rotating," *Proceedings of the KINPR 2003 Autumn Annual Meeting*, pp. 365-368 (2003).
- [4] G. J. Han, C. W. Ahn, T. H. Kim, J. J. Shim, D. S. Han, H. Lee, Y. H. Jeon, "Study for Weight of Wedge Type Rail Clamp according to Initial Clamping Force," *Proceedings of the KSPE 2003 Spring Annual Meeting*, pp. 1517-1520 (2003).
- [5] D. S. Han, G. J. Han, K. H. Lee, and J. M. Lee, "Design of the Various Wedge Type Rail Clamp for Quay Crane according to the Design Wind Speed Criteria Changes," *Asia Navigation Conference 2005*, pp. 291-301, (2005).
- [6] D. S. Han, J. J. Shim, G. J. Han, K. H. Lee, "A Experimental Analysis on the Relation between the Angle of a Locker and the Clamping Force of Wedge Type Rail Clamp," *Proceedings of the KINPR 2005 Autumn Annual Meeting*, pp. 247-252, (2005).