

# 대차프레임의 중량감소를 위한 형상최적설계에 관한 연구

조우석\*, 최경호, 박정호(동아대 대학원 기계공학과),  
안찬우, 김현수(동아대 기계산업시스템공학부)

## A Study on the Shape Optimal Design of a Bogie Frame for the Reduction of its Weight

W. S. Cho, K. H. Choi, J. H. Park(Mech. Eng. Dept., Gradu., DAU),  
C. W. Ahn, H. S. Kim(Mech. Indu. Sys. Eng. Divi., DAU)

### ABSTRACT

The optimum design of a structure requires to determine economical member size and shape of a structure which satisfies the design conditions and functions. In this study, it is attempted to minimize a dead weight of the bogie frame. Therefore, shape optimization is performed for a bolster rib at first and then size optimization for the thickness of top and bottom plate. For the efficient reduction of a weight of a bogie frame, various ellipses centered at a centroid of a bolster rib are made and tried. For the shape optimization, a major axis and an eccentricity of an ellipse are chosen as design variables. From the numerical results of shape and size optimization of a bogie frame, it is known that the weight can be reduced up to 12.476%(717.21 kg) with displacement and stress constraints.

**Key Words** : Shape optimization(형상최적화), Size optimization(치수최적화), Bogie frame(대차 프레임), Eccentricity(편심율)

### 1. 서론

산업발달과 수송수요의 증가로 철도차량의 고속화, 경량화를 비롯한 제작비 및 유지보수비의 절감을 목표로 끊임없는 기술혁신이 이루어지고 있다. 특히 경량화는 경제적인 측면에서 에너지 절약과 고속화를 추구하는 철도차량에서는 매우 중요하고 필수적인 과제이다.

본 연구에서는 최고 속도 120 km/h, 최대 적재 중이 약 100 ton인 고속화차용 대차프레임(Bogie frame)을 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS 5.6을 이용하여 구조해석을 한 후, 대차프레임의 중량감소를 위하여 Subproblem Approximation Method를 사용하여 최적설계를 수행한다. 이전의 연구에서는, 대차프레임 볼스터(Bolster)의 리브(Rib) 부분에 임의의 형상을 뚫어 시행착오적인 방법으로 반복해석을 수행하여 계산비용이 증가되었다.<sup>(1)</sup>

본 연구에서는 효율적이고 체계적인 경량화를 위

하여, 대차프레임 볼스터의 리브 부분에서 도심에 중심을 잡은 타원 형상의 구멍을 뚫어 타원의 장축과 편심율을 설계변수로 하여 타원의 형상을 변화시킴으로써 형상최적설계를 수행하고, 대차프레임의 위 판과 아래 판의 두께를 설계변수로 하여 치수최적설계를 수행한다.<sup>(2)</sup> 목적함수는 대차프레임의 체적이고, 제약조건으로는 최대 von-mises응력과 최대변위가 허용응력과 허용변위를 초과하지 않도록 한다.

### 2. 대차프레임의 구조해석

#### 2.1 유한요소모델

본 연구의 대차프레임은 볼스터 양옆에 각각 1개씩의 사이드 프레임(Side frame)을 용접함으로써 구성되고, 두께가 9~28 mm인 각종 Plate가 사용된다. 대차프레임의 위 판, 아래 판, 리브 그리고 여러 Plate 등은 길이나 넓이에 비하여 두께가 얇기 때문에 4절점 쉘요소(Shell element 63)를 사용하였고, 사

각형요소로 분할하였다. 요소는 등방성, 등질성, 선형탄성으로 가정하고, 대차프레임의 유한요소모델은 Fig. 1에 나타나 있으며, 절점은 13,612개이고 요소는 13,356개로 구성되어 있다. 대차프레임에 사용된 재료는 강도, 경계성 등을 고려하여 열에 비교적 강한 용접 구조용 열간 압연재강인 SMA50A를 사용하였으며 기계적 성질은 Table 1에 나타나있다.

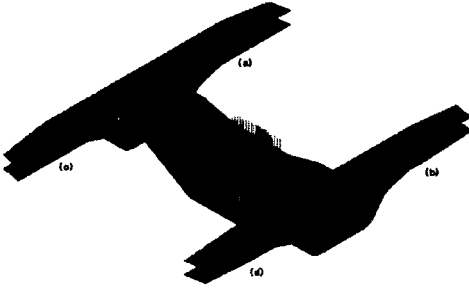


Fig. 1 Finite element model, loading and boundary condition of bogie frame

Table 1 Material properties of SMA50A

Material property	Value
E(Young's modulus)	21600 kgf/mm <sup>2</sup>
$\nu$ (poisson's ratio)	0.33
$\rho$ (density)	0.795E05 kg/mm <sup>3</sup>
yield stress	38 kgf/mm <sup>2</sup>

## 2.2 경계조건 및 하중조건

대차프레임의 유한요소해석에서는 실차와 같은 완벽한 구속이 어려우므로 실차와 비슷한 거동을 표현하기 위하여 사이드프레임과 스프링 박스가 접촉하는 곳을 Fig. 1과 같이 구속한다. (a)점은 X, Y, Z 방향의 변위를 모두 구속하고, (b)점은 Y, Z 방향의 변위를 구속한다. 그리고, (c)점은 X, Y 방향의 변위를 구속하고, (d)점은 Y 방향의 변위를 고정한다.

하중은 수직, 좌·우, 전·후, 비틀림, 제동하중 조건 중 가장 가혹한 하중상태인 수직동하중을 볼스터에 가한다. 동하중계수는 JIS 규격을 따라 0.3으로 한다. 하중은 센터 피봇(Center pivot)을 통하여 볼스터에 가해지므로 Fig. 1과 같이 센터 피봇과 볼스터가 접촉하는 부분에 수직동하중을 가한다. 수직동하중(43.88 tonf)을 접촉면(95236 mm<sup>2</sup>)으로 나눈 값인 0.46075 kgf/mm<sup>2</sup>를 수직압력으로 가한다.

## 3. 대차프레임의 최적설계

### 3.1 최적설계의 정식화

대차프레임의 최적설계 정식화는 다음과 같다.

Minimize ;

$$F(X) = \sum_{i=1}^N A_i \cdot t_i \quad (1)$$

Subject to ;

$$\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{al}} - 1 \leq 0 \quad (2)$$

$$\frac{|u_{\max}|}{u_{al}} - 1 \leq 0 \quad (3)$$

식 (1)의  $F(X)$ 는 최소화 기준이 되는 목적함수로서 계산의 편의상 대차프레임의 체적으로 선정하였고,  $N$ 은 요소의 개수이고  $A_i$ 는  $i$ 번째 요소의 면적,  $t_i$ 는  $i$ 번째 요소의 두께이다.  $\sigma_{al}$ 는 허용응력으로 항복강도에 안전계수 1.5를 고려하여 22.33 kgf/mm<sup>2</sup>로 주었고,  $\sigma_{\max}$ 는 매 반복회의 최대 von-mises응력이다.  $u_{al}$ 은 허용변위로서 초기모델의 유한요소해석을 한 후에 얻어지는 변위보다 크게 하여 3 mm로 하고,  $u_{\max}$ 는 매 반복회의 최대변위이다.<sup>(3)</sup>

대차프레임의 리브 부분에 생성한 타원의 장축과, 장축과 단축의 비를 설계변수  $a_{dv}$ ,  $k_{dv}$ (단축/장축)로 한다. 그리고, 대차프레임의 위 판과 아래 판의 두께를 설계변수  $t_1$ ,  $t_2$ 로 한다. 각 설계변수의 초기값과 하한과 상한은 Table 2에 나타나 있다.

Table 2 Range of design variables

D.V	Range	Initial	Lower	Upper
$a_{dv}$ (mm)		70	10	560
$k_{dv}$		0.5	0.01	8
$t_1$ (mm)		12	10	12
$t_2$ (mm)		16	13	16

### 3.2 최적설계 알고리즘

중속변수는 최소자승적합(Least squares fit)에 의해 근사화되고, 제약최소화문제는 벌칙함수(Penalty function)를 이용하여 비제약문제로 전환된다. 그리고 최소화는 근사화되고 벌칙화된 함수를 수렴할 때까지 반복 수행한다.<sup>(4)</sup>

Minimize ;

$$\hat{f} = \hat{f}(x) \quad (4)$$

Subject to ;

$$x_i \leq x_i \leq \bar{x}_i \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (5)$$

$$\hat{g}_i(x) \leq \bar{g}_i + a_i \quad (i=1, 2, 3, \dots, m_1) \quad (6)$$

$$h_i - \beta_i \leq \hat{h}_i(x) \quad (i=1, 2, 3, \dots, m_2) \quad (7)$$

$$w_i - \gamma_i \leq \hat{w}_i(x) \leq \bar{w}_i + \gamma_i \quad (i=1, 2, 3, \dots, m_2) \quad (8)$$

여기서,  $f(x)$  : 목적함수(objective function)  
 $x$  : 설계변수(design variable)  
 $g_i, h_i, w_i$  : 제약조건  
 $n$  : 설계변수의 수  
 $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$  : tolerances

다음 단계는 식(4)에서 식(8)을 제약문제에서 비 제약문제로 전환하는 것이다.

Minimize ;

$$F(x, p_k) = \hat{f} + f_0 p_k \left[ \sum_{i=1}^{m_1} X(x_i) + \sum_{i=1}^{m_2} G(\hat{g}_i) + \sum_{i=1}^{m_3} H(\hat{h}_i) + \sum_{i=1}^{m_4} W(\hat{w}_i) \right] \quad (13)$$

$X$  : 설계변수 제약조건을 벌칙함수

$G, H, W$  : 상태변수 제약조건을 벌칙함수

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 초기모델의 유한요소해석

대차프레임의 초기모델을 유한요소해석 한 결과, Fig. 2와 같이 하중을 가하는 부분인 볼스터 아래에 있는 Plate에 응력이 집중되며 최대응력은 17.223 kgf/mm<sup>2</sup>이고 최대변위는 2.376 mm이다.

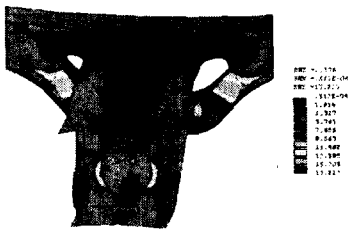


Fig. 2 Maximum stress of initial model of bogie frame

### 4.2 Rib의 형상최적설계

본 연구에서는 다각형 형상에 진원을 만들어 면적을 감소시키는 것보다 타원형상을 만들어 보다 효과적으로 면적감소를 시도하였다. 대차프레임의 볼스터의 리브 부분도 다각형 형상이므로 이 형상의 도심에 중심을 잡고 장축을 다각형의 아래쪽 선과 평행하게 회전시킨 후 타원형상의 구멍을 뚫었다.

새로운 대차프레임 모델의 유한요소해석을 수행한 결과 최대응력은 17.238 kgf/mm<sup>2</sup>이며 최대변위는 2.379 mm이다. 위의 유한요소해석 결과를 다음 최적

설계를 하기 위한 초기값으로 설정하였다. 그리고, 타원의 장축과 편심율을 설계변수  $a_{dv}, k_{dv}$ 로 하여, Subproblem Approximation Method을 리브 부분의 형상변화를 시행하였다. 최적설계가 수행되는 반복횟수는 모두 13회이고 최적설계를 수행한 뒤의 변형된 리브의 형상이 Fig. 3에 나타나 있다. 그리고, Fig. 3과 같이 최대응력은 초기모델과 비교하여 3.409 kgf/mm<sup>2</sup> 증가한 20.632 kgf/mm<sup>2</sup>이고 타원형상의 위 부분에 발생하였으며, 이때 최대변위는 2.511 mm이다. 설계변수  $a_{dv}$ 는 70 mm에서 233.399 mm로,  $k_{dv}$ 는 0.5에서 0.892로 바뀌었고, 목적함수인 전체중량은 103.074E06 mm<sup>3</sup>에서 101.769E06 mm<sup>3</sup>으로 1.27% 감소하였다. 최적설계 결과는 Table 3에 정리하였다.

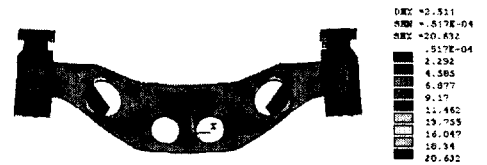


Fig. 3 Stress distribution of an optimal shape model of a rib

Table 3 Optimum result of a bolster rib

D.V	Optimum	S.V	Optimum
$a_{dv}$ (mm)	233.399	Maximum von-mises Stress (kgf/mm <sup>2</sup> )	20.632
$k_{dv}$	0.892	Maximum displacement(mm)	2.511
Volume	1.27% 감소		

### 4.3 위 판 및 아래 판 두께의 치수최적설계

리브 부분의 형상최적설계를 수행한 후, 그 결과를 초기모델로 하여 대차프레임의 위 판과 아래 판의 두께를 설계변수  $t_1, t_2$ 로 하여 치수최적설계를 수행함으로써 대차프레임의 중량감소를 시행하였다. 그 결과, 최적설계가 수행되는 반복횟수는 모두 7회이며, Fig. 4에 나타나 있듯이 최대응력은 21.865 kgf/mm<sup>2</sup>이며 최대변위는 2.959 mm이다.

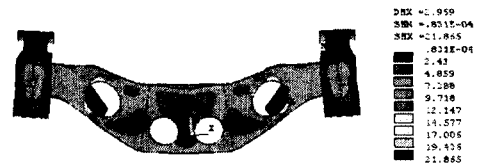


Fig. 4 Stress distribution of optimal model of top and bottom plate

설계변수  $t_1$ 은 12 mm에서 10.019 mm로  $t_2$ 는 16 mm에서 13.031 mm로 감소하였고, 목적함수 값은 리브 부분에 타원형상을 만들어 형상최적화를 한 결과보다 11.353 % 감소하였다. Table 4는 치수최적설계를 한 결과를 요약한 것이다. 목적함수값은 초기모델보다는 12.476 %가 감소하여 최종적으로 중량이 감소된 대차프레임의 중량은 717.21 kg이다.

Table 4 Optimum result of thickness of plates

D.V	Optimum	S.V	Optimum
$t_1$ (mm)	10.019	Maximum von-mises Stress ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )	21.865
$t_2$ (mm)	13.031	Maximum displacement(mm)	2.959
Volume	11.353% 감소		

#### 4.4 민감도 해석

ANSYS 5.6의 Sweep tool을 사용하여 정규화된 설계변수인  $a_{dv}$ 와  $k_{dv}$ 의 변화에 따른 목적함수 및 제약조건의 민감도 해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다. 형상변화에 따른 Volume의 민감도는 최적점 이전에는  $k_{dv}$ 에 민감하게 영향을 받으나, 최적점 이후에는  $a_{dv}$ 가 지속적으로 영향을 주는 것을 Fig. 5에서 알 수 있다. Fig. 6의 Stress의 변화에서  $a_{dv}$ 의 영향은 최적점 통과 이전에는 미미하나 최적점 통과 이후에는 민감하게 반응하며 유용영역을 벗어남을 볼 수 있다.

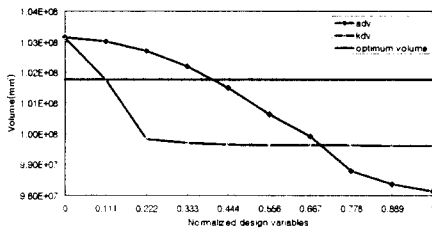


Fig. 5 Sensitivity analysis of volume in shape optimization

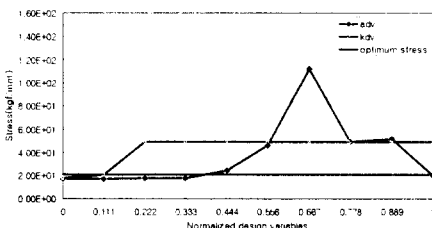


Fig. 6 Sensitivity analysis of stress in shape optimization

Fig. 7과 Fig. 8에서처럼  $t_1$ 과  $t_2$ 의 변화에 따른 Volume 및 Stress의 민감도는 전체적으로 최적점 부근에서는 큰 영향을 받지 않으나 최적점 이후에서  $t_2$ 의 영향을 크게 받음을 알 수 있다.

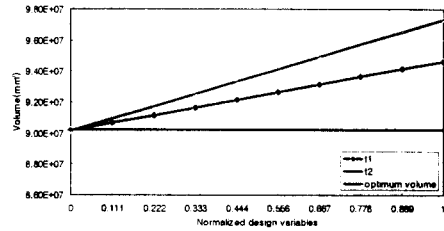


Fig. 7 Sensitivity analysis of volume in size optimization

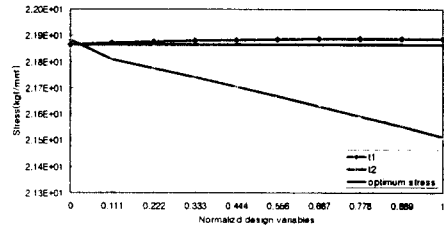


Fig. 8 Sensitivity analysis of stress in size optimization

#### 4. 결론

대차프레임의 중량감소를 위한 볼스터 리브의 형상최적화 및 위 판과 아래 판에 대한 치수최적화를 시도한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 대차프레임 요소의 파괴가 일어나지 않는 범위 내에서 다각형 형상의 면적을 최소화할 때, 타원을 이용하여 보다 효과적으로 형상최적화를 수행할 수 있었다.

(2) 대차프레임의 최적화 수행 후 기존 모델보다 12.476 %의 경량화된 최적형상을 얻었다.

(3) 대차프레임의 경량화에서는 볼스터의 리브 부분의 형상변화보다 판의 두께변화에 영향을 크게 받음을 알 수 있었다.

#### 참고문헌

- (1) 김현수, 박정호, "철도화차용 bogie의 경량화에 관한 연구", 콘소시움 기발보고서, 1996.
- (2) Jasbir S. Arora, "Introduction to Optimum Design", McGraw-hill Book Company, 1989.
- (3) 임오강, 조현, "민감도 근사해석법을 이용한 굴삭기 붐의 최적형상설계", 대한기계학회논문집, 제 19권, 제 1호, pp. 301~309, 1995.
- (4) "ANSYS Design Optimization", SAS IP, Inc., Canonsburg, 2000.