

원공배열 결정에 최적기준법에 의한 전동차 크로스 빔의 위상최적화에 관한 연구

A Study on the Topology Optimization of Electric Vehicle Cross beam using an Optimality Criteria Method in Determination of Arranging Hole

전형용* , 천홍정** , 송시엽*** , 최중호****

Jeon, Hyung-Yong Chun, Hong-Jeong Song, See-Yeob Choi, Joong-Ho

Abstract

Electric vehicle body has to be subjected to uniform load and requires auxiliary equipment such as air pipe and electric wire pipe. Especially, the cross beam supports the weight of passenger and electrical equipments. a lightweight vehicle body is salutary to save operating costs and fuel consumption. Therefore this study is to perform the size and the shape optimization of crossbeam for electric vehicle using the method of topology optimization to introduce the concept of homogenization based on optimality criteria method which is efficient for the problem having the number of design variables and a few boundary condition. this provides the method to determine the optimum position and shape of circular hole in the cross beam and then can achieve the optimal design to reduce weight.

1. 서론

전동차는 복잡한 대도시의 물류수송을 효과적으로 분담하고 있는 중요한 대중교통의 수단이다. 최근 전동차 설계는 출퇴근 시 전동차 이용승객의 급증으로 정원의 승차인원을 훨씬 초과하는 가혹한 하중조건에도 견딜 수 있는 강도를 요구하는 반면에, 중량을 감소하여 수익성의 제고하려고 경량화 차체를 개발하려는 추세에 있다. 본 연구는 이러한 추세에 따라 차체와 승객하중을 지지하면서 차체의 기본 구조를 이루는 마루골조(under frame)를 경량화 대상으로 삼았다. 그 중 마루골조를 구성하는 크로스 빔(cross beam)은 비교적 중량이 많이 나가고 전장품 및 공기관과 전선관의 배치로 인하여 밀집된(compact) 구조를 요구하므로 이러한 기능상 요구조건과 경량화를 만족시키기 위하여 균질화법(homogenization)의 개념을 도입한 위상 최적화(topology optimization) 방법을 이용하여 크로스 빔의 원공배열과 위치 및 형상에 대하여 최적화 설계를 하고자 하였다. 특히 크로스 빔을 관통하는 원공의 위치선정은 전동차 골조의 수명을 좌우하는 매우 중요한 요소이나, 원가절감과 작업의 편이성에 따라 원공의 위치나 크기가 결정되는 경우가 많다. 또한 부품변경으로 인한 변형설계(variant design)⁽³⁾의 경우도 있으므로 최적위치와 차선위치의 선정은 필수적이다. 초기설계에

* 주) 로템 중앙연구소 기초연구팀

** 주) 로템 중앙연구소 기초연구팀

*** 주) 로템 중앙연구소 기초연구팀

**** 주) 로템 중앙연구소 기초연구팀

서의 구조물의 위상 결정은 후반의 설계과정에 대한 성공 여부에 큰 영향을 미치게 되므로⁽⁴⁾ 본 연구를 수행하여 이와 유사한 원공 구조를 설계 시 기초자료로 활용하고자 하였다.

본 연구에서는 크로스 빔의 원공 배열과 형상을 결정하기 위하여 구조해석과 형강(channel steel)의 기계적 변형을 검토한 후 Michell⁽⁵⁾에 의해 소개된 많은 설계변수와 소수의 제약조건을 가지는 문제에서 특히 효율적인 최적기준법(optimality criteria method)^(5,6)에 의한 균질화법(homogenization)을 사용하여 위상최적화를 시도하였다. Yang⁽⁹⁾은 유한요소 밀도를 설계변수로 하여 위상최적화를 수행하였고 최근에 와서는 전자기 분야에 그 적용이 시도되고 있다.⁽¹⁰⁾ 연구된 방법을 바탕으로 본 연구에서는 원공이 위치할 수 있는 후보지점의 밀도값 분포를 구하여, 설계가능영역에 구체적인 원공의 개수와 형상을 생성하여 효과적인 설계를 제시하고 이들의 타당성을 유한요소법을 이용하여 허용응력 범위 내에서 결정하였다.

2. 전동차 크로스 빔의 모델

2.1 해석대상 및 재질특성

Fig. 1은 마루골조를 구성하는 요소와 본 연구에서 적용된 크로스 빔의 형상과 구조를 나타낸 것이다. 마루골조는 바다 볼스터와 센타실, 사이드 실과 크로스 빔, 엔드 빔으로 구성되어 있으며, 이들 대부분은 인접된 요소들과 견고하게 용접되어 충분한 강도를 갖지만 크로스 빔은 공기관 및 전선관을 부착하기 위해 원공을 내고, 중앙부에 승객과 전장품 하중을 직접 지탱하는 악조건을 받는 부재이다. 따라서 본 연구에서는 이들의 거동 특성을 가장 잘 나타내고 있는 중앙부의 크로스 빔을 해석 대상으로 삼았다. 본 연구에서 사용된 재질은 사이드 실에 STS 301L-H, 크로스 빔에 STS 304 재질이 사용되었으며 이들의 기계적 특성은 Table 1에 나타내었다.

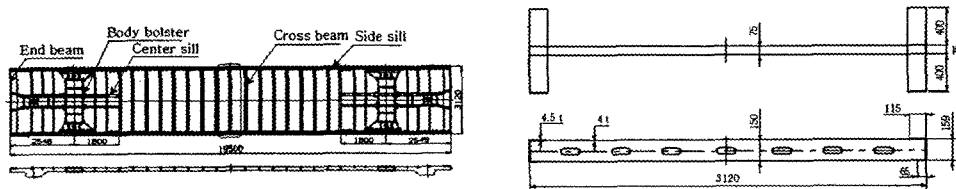


Fig. 1 Dimension and shape of Cross beam for under frame

2.2 유한 요소 모델

원공의 최적위치와 형상을 알아내기 위하여 무원공 크로스 빔을 기본 모델로 설정하였으며, 구조해석과 위상 최적화는 균질화법을 지원하는 범용최적설계 프로그램인 ANSYS Ver 5.7을 이용하였다. 해석에 사용한 요소는 3차원 구조용 솔리드 요소(20-node structural solid)이며, 결점과 요소수는 각각 115,788과 16,162개를 가진다. 크로스 빔의 구조해석에 사용한 경계조건은 참고문헌⁽¹¹⁾을 참조하여 사이드 실 양쪽으로 400 mm 떨

Table 1 Mechanical properties of materials

Properties	Material	STS 304	STS 301L-H
Tensile stress σ_t (kg/mm ²)		53	96
Yield stress σ_y (kg/mm ²)		21	70
Elastic modulus (kg/mm ²)		2.04×10^4	1.93×10^4
Elongation ϵ_f (%)		40	20
Poisson's ratio ν		0.3	0.3
Density (kg·sec ² /mm ³)		7.86	7.95
Thickness(mm)		4	4.5

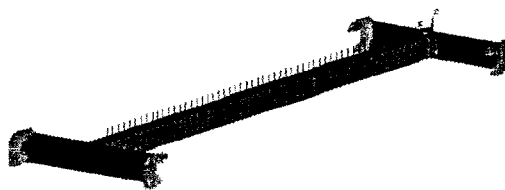


Fig. 2 Boundary condition and load condition of cross beam

어진 위치에서 완전 고정된 것으로 간주하였고 하중조건은 철도차량의 차체 하중시험 방법에 의하여 가장 극악한 하중인 마루골조에 부하되는 수직 등분포 하중과 차량이 주행하면서 발생하는 동하중(0.2g)을 합하여 부과하였다. 이렇게 하여 크로스 빔 1 개가 분담하는 하중은 1038 kg이며, 개단면 크로스 빔이 하중작용에 의하여 발생하는 비틀림을 최소화하기 위하여 크로스 빔의 리브(rib) 상면에 등분포로 부과하였다. Fig. 2는 크로스 빔의 경계조건과 하중조건을 나타낸 것이다.

3. 위상 최적화 설계

3.1 기본 이론

위상 최적화의 목적은 주어진 구속조건으로 최대의 구조 강성(structural rigidity)을 갖도록 재료를 재분배하여 변형에너지를 최소화하는 구조물을 도출하는 것이다. 공학적으로 실용 가능한 보편적인 방법은 바탕구조(ground structure)⁽¹²⁾를 기본으로 하는 균질화법이다. 이때 설계변수 η_i 는 부재의 체적을 계산하는데 사용되어지는 미세구조(microstructure) 단위 셀(unit cells)의 크기와 물질의 회전각을 이루는 내부 즉, 각 유한요소의 가밀도에 있는데 회전각으로 나타내는 설계변수는 이방성 물질의 재료축 회전을 위해서 도입되나 본 연구와 같이 등방성 물질의 최적화에 사용될 경우는 적용되지 않는다. 3차원 문제에 있어서 최적화 조건 및 설계변수의 갱신은 평면 문제와 동일한데 Fig. 3은 균질화법에 따른 3차원 단위 셀 재료의 가밀도와 관련된 설계변수를 나타낸 것이다. 가밀도는 0 부터 1 까지의 값을 가지며 $\eta_i=0$ 인 경우는 재료가 제거된 상태이고, $\eta_i=1$ 인 경우는 재료가 보전된 경우이다. 이 경우에 구조설계에 있어서 표준 방식으로 언급되어지기도 하는 체적을 구속조건으로 한 최대 정적 강성(maximum static stiffness) 설계는 주어진 하중에 대해 구조물을 탄성변형에너지, 즉 컴플라이언스(compliance) U_c 에 대한 최소 에너지를 찾는 것이다. 컴플라이언스를 최소화하는 것은 초기 구조물인 경우 정적강성을 최대로 하는 것과 동일하며 한 개의 하중 또는 구속된 여러 개의 힘이 작용할 때는 체적을 최소로 설계하는 것이 바람직하다. 따라서 최적화 문제는 다음의 식 (1)과 같이 표현된다.⁽¹³⁾

$$\text{Obj } V = \text{Minimum w.r.t. } \eta_i \dots\dots\dots (1)$$

Subject to

$$0 < \eta_i < 1 \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad V \leq V_0 - V^*, \quad U_c^i \leq U_c^0 \leq U_c^j$$

Where V = computed volume, V_0 = original volume, V^* = amount of material to be removed,

U_c^0 = Computed compliance of load case, U_c^j = Upper bound for compliance of LC

위상최적화는 한 개의 하중 또는 여러 개의 하중이 작용할 경우도 적용이 가능하다. 크로스 빔에 작용되는 하중은 JIS E7105에서 규정하는 전동차 설계통칙 및 차체 하중시험 방법에 의하여 계산되어 부하 되었으며 이러한 다중하중인 경우, 하중의 차이 K 값이 주어질 때 가중 함수 F 에 의해서 아래와 같은 식 (2)로 정의 된다.

$$F(U_c^1, U_c^2, \dots, U_c^K) = \sum_{i=0}^K W_i U_c^i, \quad W_i \geq 0 \dots\dots\dots (2)$$

Where W_i = weight for load case with energy U_c

따라서 식 (1)은 다음과 같이 변환할 수 있다.⁽¹³⁾

$$F = \text{a minimum w.r.t. } \eta_i \dots\dots\dots (3)$$

Fig. 4는 본 연구에서 최적화의 대상이 설정된 설계영역에 대하여 크기조절 알고리즘(resizing algorithm)으로 최적기준법(optimality criteria method)⁽⁶⁾을 사용하는 위상 최적화 과정을 나타낸 것이다. 일반적으로 설정된 설계영역에 대하여 균질화법을 이용한 유한요소해석시스템에 의하여 수학적으로 정식화하면 다음과 같다.

$$\min : c(x) = U^T K U = \sum_{e=1}^N (x_e)^2 u_e^T k_e u_e$$

subject to : $\frac{V(x)}{V_0} = f, \quad KU = F, \quad 0 < x_{\min} \leq x \leq 1 \dots\dots\dots (4)$

여기서 U 와 F 는 전체 변위 및 힘벡터이고, K 는 전체강성행렬을 나타내고 각각 u_e 와 k_e 는 요소 변위 벡터와 강성행렬을 나타낸다. x 는 설계변수이고, N 은 이산화된 설계영역에 사용되는 요소 수이다. 식 (4)에 정의된 최적화 문제는 라그랑지 승수(lagrangina multiplier)를 이용하여 구속조건을 목적함수에 첨가함으로써 라그랑지 함수 L 로 다시 정리 할 수 있다.

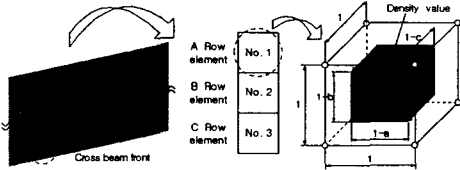


Fig. 3 Unit cell of a microstructure

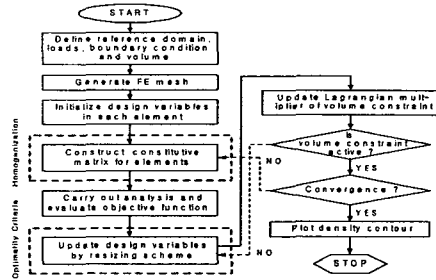


Fig. 4 Procedure for topological structural optimization using homogenization and optimality criteria method

$$L(r_e) = \sum_{e=1}^N U_e - \Lambda \left(\sum_{e=1}^N (2r_e - r_e^2) - V \right) - \sum_{e=1}^N \lambda^+_{r_e} (r_e - 1) + \sum_{e=1}^N \lambda^-_{r_e} r_e \dots\dots\dots (5)$$

여기서 U_e 는 요소 e 의 변형에너지를 나타내고 $\Lambda, \lambda^+_{r_e} = [\lambda^+_{r_1}, \lambda^+_{r_2} \dots \lambda^+_{r_n}]$, $\lambda^-_{r_e} = [\lambda^-_{r_1}, \lambda^-_{r_2} \dots \lambda^-_{r_n}]$ 는 라그랑지 승수이다. 식 (5)의 라그랑지 승수중 $\lambda^+_{r_e}, \lambda^-_{r_e}$ 는 항상 만족되므로 라그랑지 함수 $L(r_e)$ 의 정상조건은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$B_{r_e} = \frac{1}{2\Lambda(1-r_e)} \frac{\partial U_e}{\partial r_e} = 1 \dots\dots\dots (6)$$

식 (6)은 재료밀도 함수와 변형에너지의 관계를 나타내는데 이를 이용하여 Bendsøpe는 다음과 같은 크기조절 알고리즘⁽¹⁴⁾을 제시하였다.

$$x_e^{new} = \dots\dots\dots (7)$$

$$\begin{cases} \text{Max}(x_{\min}, x_e - m) & \text{if } x_e B_e^\eta \leq \text{Max}(x_{\min}, x_e - m), \\ x_e B_e^\eta & \text{if } \text{Max}(x_{\min}, x_e - m) < x_e B_e^\eta < \text{Min}(1, x_e + m), \\ \text{Min}(1, x_e + m) & \text{if } \text{Min}(1, x_e + m) \leq x_e B_e^\eta \end{cases}$$

여기서 $\text{Max} = \max\{(x_{\min}, x_e - m)\}$ 이고, $\text{Min} = \min$

$\{(1, x_e + m)\}$ 이며, η 는 조절변수, m 은 이동한계이고 B_e^η 는 η 번째 반복계산에서 B_e 값이다.

3.2 구조 해석

Fig. 5는 무원공 크로스 빔의 구조해석 결과로 응력분포를 나타낸 것이다. 응력의 흐름이 크로스 빔과 사이드 실이 결합되는 부분의 하단부에서 최고응력이 11.223 kg/mm²발생되고, 용접부의 상부 선단에서 약 9.65 kg/mm²의 비교적 높은 응력이 발생되었다. 이는 크로스 빔이 사이드 실에 지지되어 있으므로 크로스 빔에 작용되는 모든 부하가 사이드 실에 전달되면서 사이드 실에 비틀림 모멘트를 작용하게 되고 사이드 실은 크로스 빔의 고정단 역할을 하기 때문에 크로스 빔에서 고응력이 발생하지 않고 사이드실 하단에서 고응력이 발생된다고 판단된다. 크로스 빔의 형상 같은 용접 구조용 압연 강재에 널리 사용되는 홈형강(channel steel)의

단면은 Fig. 6에 나타난 것처럼 단면 2차 모멘트의 비가 최적화되어짐으로서 빔의 깊이에 대하여 사이드 레일(side rail)이 무게의 증가없이 좋은 굽힘 강도와 강성을 얻을 수 있다.⁽¹⁵⁾ 이때 이음부(flange)는 극단면 2차 모멘트의 발생의 원인이며 이음부 면적은 고풍력을 수반한다. 따라서 크로스 빔의 길이를 줄이든지 단면 2차 모멘트를 증대시켜 압축부재의 내력이 안전한계의 이내에 유지되도록 권장된다. 이것은 선행 연구결과⁽¹¹⁾와도 비교해서 중공이 강한 단면 혹은 합성 단면을 사용함으로써 이루어 질 수 있는데 저응력 및 모멘트가 산출되는 기점으로 등간격으로 원공을 배치하면 중량감소의 효과를 내면서 비교적 균일한 응력값을 얻을 수 있을 것으로 생각된다.

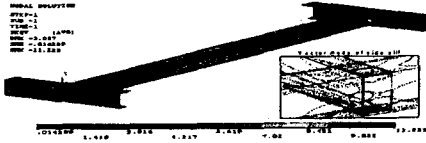


Fig. 5 Distribution of von Mises stress in cross beam and vector mode of a side sill

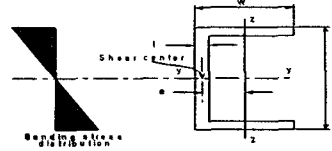


Fig. 6 Channel section properties of cross beam

Second moment of area, $I_y = 2 \left\{ \frac{wt^2}{12} + wt \left(\frac{d-t}{2} \right)^2 \right\}$

Torsion constant, $J = \left\{ \frac{2wt^3}{3} + \left(\frac{(d-t)t^3}{3} \right) \right\}$

Shear center offset, $e = \left\{ \left(\frac{w-t}{2} \right)^2 (d-t)^2 \right\} \frac{1}{4 I_y}$

3.3 위상 최적 설계

초기모델의 구조해석 결과와 제시된 설계방법의 균질화법에 의한 크로스 빔의 위상 최적 설계는 연결이 용이한 원공의 위치와 형상계적을 쉽게 구하고, 부품형상 변경과 단면제작공법 변경과 같은 설계변경의 경우를 고려하여 두 가지 경우의 설계영역으로 나타내어진다. Fig. 7에 나타난 바와 같이 경계조건이 부과되는 사이드 실과 하중이 부과되는 크로스 빔 상부 이음부를 제외한 두 형상을 최적화할 대상으로 두고 Topology case 1과 2로 구분하여 위상 최적화를 수행하였다. 균질화법을 사용하려면 먼저 기본 단위가 기하학적으로 정의되어야 한다. 본 연구에서는 선택한 설계영역을 유한요소로 분할한 뒤, 각 요소의 밀도를 설계변수로 하여 형상이 정해진 초기설계 단계에서의 원공 배열을 얻으려는 것이 목적이다. 선행연구⁽¹⁶⁾에서 도출된 최적형상은 설계영역의 유한요소의 밀도에 큰 영향을 받지 않고 있다. 이를 고려하여 설계영역을 case 1에서는 5×72×2, case 2에서는 3×72×2 요소로 분할하였고 설계변수는 요소의 개수와 일치하는 720개와 432개의 3차원 육면체 요소(hexahedral element)로 구성된다.

Fig. 8은 Topology case 1과 2의 위상해석 결과로서 크로스 빔 리브의 설계영역에 대하여 Mises 응력과 처짐을 나타낸 것이다. 최대응력의 차이는 3.48 kg/mm²이며, 양쪽의 사이드 실 지지점에 약 490 mm 떨어진 곳에서 case 1은 1.29 kg/mm²이고, case 2는 0.35 kg/mm²의 최소응력을 보이고 있다. 또한 크로스 빔 중앙에서 양쪽으로 620 mm 까지의 응력분포는 case 2가 균일하면서도 저응력을 나타내고 또한 처짐량도 적어 전체적인 case 2가 더 좋은 결과를 나타낸다.

Fig. 9는 Topology case 1과 2에 대하여 크로스 빔의 3가지 요소 즉, 상하 이음부와 리브의 길이방향의 휨 좌표를 따라 전체적인 응력분포를 나타낸 것으로서 리브 중앙의 상부보다는 하부가 2.47~3 kg/mm² 정도의 응력이 더 높게 발생되고 있다. Fig. 9(b)에서 나타난 바와 같이 case 2가 case 1보다 중앙부에 등간격으로 균일한 응력분포를 보이고 있다. 이는 작용하중에 대하여 크로스 빔은 고정단 역할을 하지않아 수직평판이 편심되면서, 응력의 흐름은 단면계수의 영향으로 사이드 레일 아래부분에 높은 인장응력이 작용하고 있음을 알 수 있다. 따라서 레일부분에 무리하게 원공을 내기에는 부적합 할 것으로 판단된다. 특히 전동차 차체가 운행중에 비틀림을 받을 경우를 고려하면 최적화 할 설계영역은 case 2가 적절함을 알 수 있다.

Fig. 10은 이상의 내용을 기초로 하여 최종 위상 최적화 설계영역을 Topology case 2 형상으로 결정하여 체적구조조건을 15~55 % 까지 증가시킬 경우 균질화법에 의한 각 단계의 순차적인 구조물의 최적 물질분포를 보여주고 있다. 여기서 설계영역의 밀도가 0 인 부분, 즉 빈 공간에 해당하는 유한요소의 탄성계수의 값은 파란색으로 표시되고 밀도가 1 인 요소가 채워져야 할 부분은 빨간색으로 표시된다. Fig. 10에서 나타

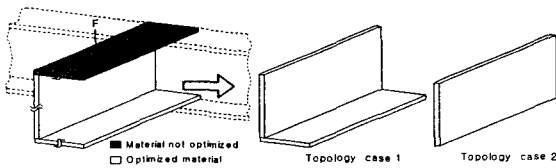


Fig. 7 Conceptual layout of design domain, loading and support conditions for topology case

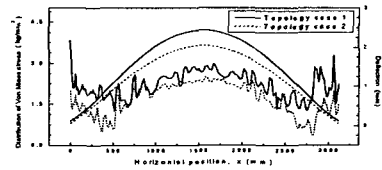
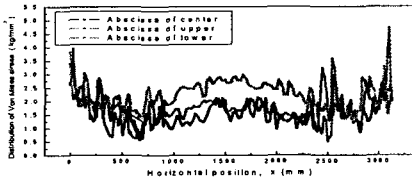
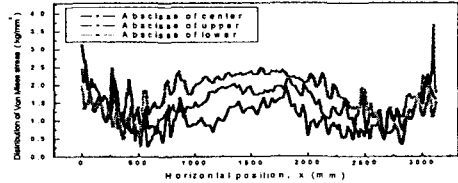


Fig. 8 Comparison von Mises stress and deflection for topology cases with two different initial domains



(a) Topology case 1



(b) Topology case 2

Fig. 9 Comparison topology cases with two different

넢 바와 같이 초기의 체적감소율은 양측 사이드 실에서 950 mm 떨어진 지점까지는 원공의 중심위치가 단면의 중심에서 생성되어 밀도분포는 단면의 중립축을 중심으로 길게 0 에 가깝게 나타나고 있고, 의 중심에서 생성되어 밀도분포는 단면의 중립축을 중심으로 길게 0 에 가깝게 나타나고 있고,

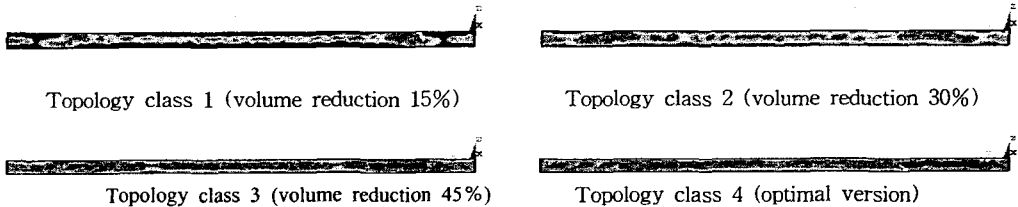


Fig. 10 Step-wise positioning and shape optimization of a beam in four topology classes ; case 2

최종 분포로 갈수록 크로스 빔 중앙에서 양측으로 460 mm 에 이르는 원공의 중심이 단면의 중립선에서 25 mm 위쪽에 놓이도록 밀도분포가 0 에 가깝게 형성되고 있다. 이에따라 원공의 형태는 장방형으로 하고 위치는 중심부에서 단면의 중립축보다 25 mm 위에 그리고 나머지는 가장자리에서 단면의 중립축에 놓이도록 밀도분포가 형성되고 있다는 것을 알 수 있다. 따라서 원공배열은 위와 같은 방법으로 생성하는 것이 효과적임을 알 수 있으며, 크로스 빔의 중앙으로 갈수록 원공의 직경을 감소시키면 균일한 응력분포를 얻을 수 있고 무원공 크로스 빔과 비슷한 응력으로 설계가 가능할 것이라고 판단된다.⁽⁵⁾

Fig. 11은 설계영역에 대하여 최종적인 체적 구속조건이 55 % 대하여 3차원적으로 밀도분포를 나타내었다. 최종 분포를 얻기 위한 반복계산 횟수는 수렴 조건에 따라 차이가 있는데 본 논문의 경우는 수렴한도를 2.5E04로 하여 29번의 반복 후에 수렴하였다. 최적화 수렴과정은 유한요소 해석에서 사용한 평형 방정식 (equilibrium equation)⁽¹⁷⁾을 미분함으로써 설계변수에 대한 컴플라이언스 구배값을 구해 사용하는데 Fig. 12 에 나타낸 것처럼 설계영역 내에서 변형에너지를 최소화하면서 동시에 재료를 최적상태로 재분배하여 주로 구조물의 변형에너지가 반복연산이 계속되어도 변하지 않을 때 연산을 멈추게 된다. 따라서 Fig. 13은 유한요소법에 의한 이산화된 설계영역에서 각 요소내의 계산한 밀도를 0~1의 범위로 나타낸 것으로, 리브 상단면과 하단면 요소에서 0.89~1의 높은 밀도가 발생되고 양쪽 지지점의 일정요소에 걸쳐 0.038~0.46의 저밀도 구간이 나타나고 있다. 이러한 결과를 바탕으로 낮게 밀도가 분포된 요소를 기준으로 해서 급격한 물질의 변

화가 없도록 요소를 제거하면 Fig. 14와 같은 46 %의 체적이 감소된 크로스 빔을 도출할 수 있고, 구조해석 결과 무원공의 경우 최대응력 11.223 kg/mm²과 비교해서 0.81 kg/mm² 정도의 응력만이 더 발생되고 있다.



Fig. 11 Optimal version for topology class of inner and front shape ; case 2

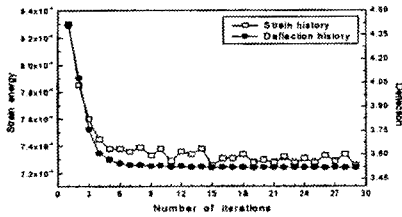


Fig. 12 Convergence history of the topology case 2 using optimality criteria method

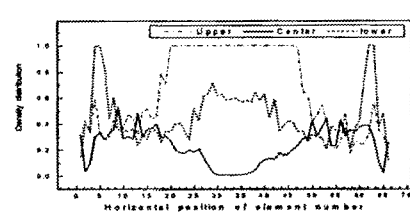


Fig. 13 Optimal layout of density distribution

Fig. 15는 크로스 빔의 초기 무원공 모델과 위상 최적화 모델에 대하여 응력과 변위를 비교하여 나타낸 것이다. 본 결과에서 나타난 바와 같이 최적화 모델의 응력은 중앙부에서 무원공 모델보다 낮게 나타나고 지지부로 갈수록 증가되어 무원공보다 높은 경향을 보이지만, 지지부에서는 현저하게 저하되는 현상을 나타내고 있다. 이는 원공의 위치나 형상을 최적화하기 위하여 원공을 배치한 결과에 기인하며 무원공 모델의 기준으로 볼 때 응력이 중앙부에서는 원공이 있는 지지부쪽으로 흐르고, 지지부에서는 450 mm 안쪽에 있는 큰 원공 주변으로 흘러 현저하게 저하된다. 이로써 전체적인 응력구배 및 최고 응력값이 저하되어 무원공 모델보다 안정된 응력구배를 형성하여 최적화 효과를 나타낸다고 판단된다. 변위는 최적화 모델이 미소하게 더 많이 발생되나 서로 비슷하다고 할 수 있어 크로스 빔 리브의 중앙요소는 강성에 별 영향을 끼치지 않는 것을 입증해 주고 있다. 제시된 방법에 의해서 설계영역을 충분히 확보하고 절점 및 부재를 매우 조심스럽게 설정하면 형상설계가 동시에 수행되는 효과를 가져올 수 있다. 이러한 결과를 통하여 구조적 기능을 발휘하는 원공의 개수와 형상을 설계할 때 설계자의 경험에 의한 의존을 배제하고 위상 최적화를 적용한다면 주어진 조건하에 보다 효율적인 속성을 가지는 시스템을 구축할 수 있을 것으로 생각된다.

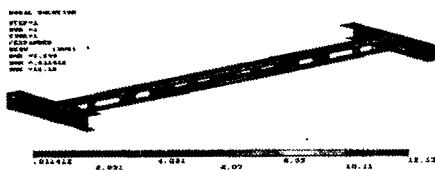


Fig. 14 optimized design for a cross beam

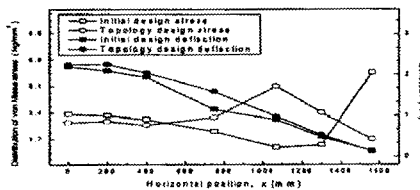


Fig. 15 Comparison of von Mises stress and deflection for initial and optimal model

4. 결론

본 논문에서는 전동차 크로스 빔에 대하여 최적기준법에 의한 위상 최적화를 수행하여 각 유한요소내의 재료밀도의 분포로서 위상을 나타내고, 이 위상을 바탕으로 원공배열과 형상을 결정하였다. 이러한 방법은 구조물의 적용에 보다 용이하고 정밀한 설계가 이루어지도록 설계 전단계에 매우 효율적인 도구로서 사용할

수 있었으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 위상최적화를 이용하여 취부용 원공배열의 정량적인 설계기준을 제시하였고 추후 상세설계와 해석 과정에서 문제점을 크게 줄일 수 있었다.

(2) 원공배열은 전체 크로스 빔 길이의 1/3의 대칭적으로 나타났으며, 지지점에서 약 700~950 mm구간에 분포하며 크로스 빔 중앙으로 갈수록 원공의 직경을 감소시키면 무원공 크로스 빔과 비슷한 응력분포를 얻을 수 있었다. 따라서 이와 유사한 홈형강의 구조적 기능이 요구되는 설계에 기초자료로 활용할 수 있다고 판단된다.

(3) 처짐과 응력에 대해 크로스 빔 허부 이음부 (flange)보다 리브(rib) 중앙이 구조적 기능을 발휘하는 원공과 경량화에 효율적인 설계영역을 나타내었고 체적이 46 % 감소되기도 크로스 빔의 기능적 요구와 구조적 건정성을 만족하는 원공배열과 형상을 얻을 수 있었다.

참고문헌

1. Hans A Eschenauer, "Topology Optimization of Continuum Structures: A review," Appl Mech Rev, Vol. 54, No. 4, pp. 331-389, July 2001.
2. Kim, Y. Y. and Yoon, G. H., "Multi-Resolution Multi-Scale Topology Optimization," Int. J. Solid Structure. to appear, 1999.
3. Brian S. T., "Creative Engineering Design, Fourth Edition," Okemos Press, 1998.
4. Yang, Y. S., Ruy, W. S. and Kim, G. H., "Structured Genetic Algorithm for Optimal Truss Design," TEAM 98 Kanazawa, 1998.
5. Behrooz, H., and Ernest H., "Homogenization and Structural Topology Optimization: Theory, Practice and Software," Springer-Verlag, 1999.
6. Rozvany G.I.N., Zhou M., "Optimality Criteria Methods for Large Discretized Systems, in Advances in Design Optimization, Edited by Adeli H.," Chapman & Hall, pp. 41-108, 1994.
7. 김병수, 서명원, "최적조건법에 의한 위상 최적화 연구," 한국자동차공학회논문집, 제7권, 제8호, pp. 224-232, 1999.
8. Sigmund O., "A 99 Line Topology Optimization Code Written in Matlab," Struct Multidisc Optim, Vol. 21, pp. 120-127, 2001.
9. R. J. Yang and C. H. Chuang, "Optimal topology design using linear programming," Computers and Structures, Vol. 52, No. 2, pp. 265-275, 1994.
10. Yoo, J., and Kikuchi, N., "Topology Optimization in Magnetic Fields Using the Homogenization Design Method," International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 48, Issue 10, pp. 1463-1479, 2000.
11. 전형용, 성낙원, 한근조, "원공 위치와 형상 변화에 따른 전동차 크로스 빔의 강도해석," 한국정밀공학회지, 제16권, 제9호, pp. 9-17, 1999.
12. R. T. Haftka and Z. Gurdal, "Elements of Structural Optimization, 3rd Edition," Kluwer Academic Publishers, 1992.
13. ANSYS Theory reference 11th edition, "Chapter 2 Topological Optimization," Swanson Analysis system, Inc., 1999.
14. Bendsøe, M.P. and Kikuchi, N., "Generating Optimum Topologies in Structural Design using A Homogenization Method," Comp. Meth. Appl. Mech. Engng, Vol. 71, No. 2, pp. 197-224, 1988.
15. Happian-Smith, "An Introduction to Modern Vehicle Design," Butterworth-Heinemann, 2001.
16. Nishiwaki, S., "Optimum Structural Topology Design Considering Flexibility," Ph.D. Thesis, University of Michigan, 1998.
17. A. K. Kumar, "Shape and topology synthesis of structures using a sequential optimization algorithm," Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1993.