

상용승용차 시트프레임 부품의 중량 최적화에 관한 연구

장인식^{*1)} · 민병조²⁾

홍익대학교 기계정보공학과¹⁾ · 홍익대학교 기계정보공학과 대학원²⁾

A Study on the Weight Optimization for the Passenger Car Seat Frame Part

Insik Jang^{*1)} · Byeong Jo Min²⁾

^{1,2)}Department of Mechano Informatics & Design Engineering, Jochiwon-eup, Yeonki-gun, Chungnam 339-701, Korea
(Received 15 February 2006 / Accepted 14 March 2006)

Abstract : Car seat is one the most important element to make comfortable drivability. It can absorb the impact or vibration during driving state. In addition to those factors, it is needed to have enough strength for passenger safety. From energy efficiency and environmental point of view lighter passenger car seat frame becomes hot issue in the auto industry. In this paper, weight optimization methodology is investigated for commercial car seat frame using CAE. Optimized designs for seat frame are developed using commercially available finite element code (ANSYS) and design of experiment method. At first, car seat frame is modelled using 3-D computer aided design tool (CATIA) and simplified for finite element modelling. Finite element analysis is carried out for the case of FMVSS 202 Head Restraint test to check the strength of the original seat frame. Two base brackets are selected as optimized elements that are the heaviest parts in the seat frame. After finite element analysis for the brackets with similar load condition to the previous test optimization technique is applied for 10% to 50% weight reduction. Design of experiment is utilized to obtain optimization design for the bracket based on the modified 50% weight reduction model in which outer shape of the bracket is conserved. Weight optimization models result in the decrease of the strength in spite of weight reduction. The more design points should be considered to get better optimized model. The more advanced optimization technique may be utilized for more parts of the seat frame to increase whole seat frame characteristics in the future.

Key words : Seat frame(시트 프레임), Topology optimization(위상최적화), Design Of experiment(실험계획법), Recliner(리 클라이너), Base bracket(베이스 브라켓), FMVSS(북미 자동차 안전기준)

Nomenclature

- X : 설계변수(제거부위의 각 치수)
- $|\delta_{BASE}|$: 하중조건에서의 최적화
Base bracket 최대변위의 크기
- $|\delta_{TB}|$: 하중조건에서의 최적화
Base bracket 최대변위의 크기
- α : 어떤 주어진 값

1. 서론

자동차의 중요한 요소 중 하나인 자동차 시트는 차량 주행 시 전달되는 충격이나 진동을 적절하게 흡수하여 승객에게 안락성을 제공한다. 또한 이러한 여건을 만족시키면서 승객의 안전을 보장하는 충분한 강성과 강도를 가져야 한다. 특히 환경 보호와 에너지 절감에 대한 국내외의 관심이 높아지면서 이러한 조건에 대응하기 위해 자동차 차체의 경

*Corresponding author, E-mail: isjang@hongik.ac.kr

량화에 대한 연구가 필요하다.^{1,2)}

본 논문에서는 현재 시판되어 장착되고 있는 승용차의 시트프레임을 기본 토대로 중량감소를 위한 최적화된 설계를 도출하는 방법을 찾는다. CAE (Computer Aided Engineering) 기법을 이용하여 시트가 가지고 있는 특성을 실제 제작하지 않고 최적화를 예측함으로써 비용절감과 승객의 안전도는 유지하면서 중량을 줄이므로 경량화 실현과 강도를 유지하는 과정을 보이고자 한다. 이러한 경량설계를 구현하기 위해서는 설계 최적화 기법이 적용되는 연구가 많이 진행되어 왔고, 시트 프레임의 초기 개념설계 단계에서부터 작용하중의 특성과 경계조건을 고려한 배열 및 치수설계의 최적화 방법을 적용한 연구가 진행되고 있다.³⁻⁵⁾

기존에는 두께를 변화시켜 자동차시트의 중량감소의 효과를 보는 최적화 기법들이 연구 되었으나, 본 연구에서는 위상최적화 기법을 이용하여 형상을 변화시킴으로써 중량을 감소하고자 한다.

현재 시판되고 있는 국내 자동차의 시트를 기본으로 모델링 하였고, 시트의 기하학적인 형상은 CATIA를 이용하여 구성하였으며, 해석에 영향을 미치지 않는 범위 내에서 불필요한 요소는 제거하였다. 나머지 필요한 부분은 유한요소 모델링이 용이하게 다듬거나 조합하였다. ANSYS Workbench를 이용하여 유한요소 모델링을 수행하였고, ANSYS를 이용하여 정적인 해석을 수행하였다.

시트 프레임에 대한 강도해석은 북미자동차 안전기준의 시트강도평가항목(FMVSS 202)⁶⁾에 근거하여 수행되었고, 각종 편의 장치와 시트 메커니즘 등의 구조 및 형상, 안정성은 그대로 유지하고 중량을 줄이는 연구를 하였다. 전체 시트프레임의 유한요소 해석을 통해 구성 부품 중 과대설계라고 판단되는 부분의 부품을 강도와 강성을 유지하면서 중량최적화를 수행하였다. 최적화 과정에서의 제한조건은 유한요소 해석을 통해 얻어진 응력과 변형의 상한 값으로 정의 하였다. 최적의 목적함수를 찾기 위하여 위상최적화^{7,8)} 기법을 수행하였는데 이 기법에서는 주어진 설계영역 및 하중조건 하에서 구조의 강성이 최대가 되도록 재료의 분포를 결정해 준다. 위상최적화설계로부터 구해진 재료의 분포로부터

실험계획법^{7,8)}인 치수최적설계로 상세위치를 결정하고 적용한다. 초기의 설계구간과 실험 점 들을 통해 시뮬레이션 함으로써 도출된 해를 설계영역에 다시 적용하여 안정성과 변형에 문제없는 최종의 최적화된 구조를 결정하게 된다.

2. 해석 모델의 구성

2.1 시트프레임의 기하학적 모델

Fig. 1에서는 해석하고자 하는 시트 프레임의 기하학적인 모델을 도시하였다. 시트의 CAD 데이터에서 불필요한 부품을 제거하고 유한요소 모델링시 불필요한 점과 선 및 표면의 요소들은 제거하거나 다듬어서 모델링하였다.

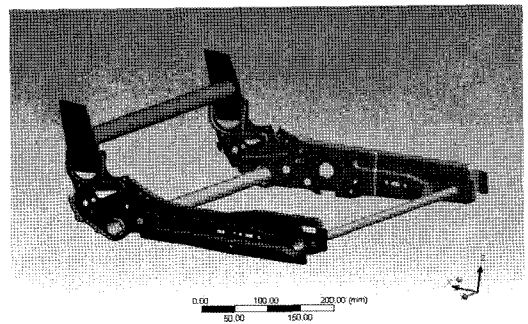


Fig. 1 전체 시트프레임 모델링

모델링은 승객이 앉는 시트의 아랫부분으로써 시트를 차체에 연결하고 승객의 하중을 지탱하는 역할을 한다.

Frame을 구성하고 있는 주요부품으로는 Seat의 모양을 구성하고 하중을 지탱하는 좌우 Base bracket, 좌우 frame을 연결하는 Cushion pipe, Seat frame의 하부와 등받이 frame을 연결하면서 등받이의 각도를 조절할 수 있도록 각도의 조절이 가능한 리클라이너(Recliner)를 모델링하였다.¹⁰⁾ 실제 시트에는 포함이 되어 있지만 본 논문에서 최적화할 부분과 차이가 있다고 판단되는 Seat frame을 차체에 고정할 수 있는 Mounting, Seat를 앞뒤로 이동할 수 있도록 하는 레일 등의 하부구조, 커버(cover), 왜딩(wadding), 스프링(spring)등과 같은 편의성을 위한 쿠션재, 표피재는 제외 시켰으며, 주로 승객의 머리를 지

지하며, 특히 후방 충돌시 머리와 목의 상해를 감소하는 역할을 하는 머리지지대(Head restraint), 시트 프레임의 기본 골격인 백프레임(Back frame)은 Base bracket에 영향을 주는 부품이나 해석상 동일한 조건이 가능하고 최적화시 불필요한 부품이라 판단되어 생략하였다.

2.2 유한요소모델의 구성

Fig. 2에 시트 프레임의 유한요소모델을 나타내었다. ANSYS 솔리드 요소(Solid 95)⁸⁾를 사용하였으며, 유한요소 부품간의 간격과 유격은 contact의 bonded 기능을 이용하여 실제 시트와 동일하게 유지하려 했으며 그로인해 해석의 정확도를 높였다. Bonded 기능은 부품간의 용접처리와도 같으며 처리 부위로는 Set bracket rear와 Cushion pipe와 Base bracket의 체결부위의 유격부위, Recliner extra bracket과 Recliner 접촉부위 등이다. 리클라이너 부분은 구조가 복잡하여 단순화 시켜 표현하였다.

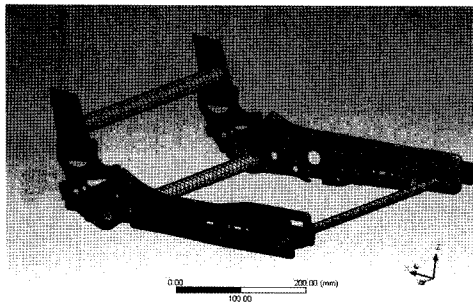


Fig. 2 시트프레임의 유한요소 모델링

Fig. 2에서는 시트 프레임의 유한요소 모델링을 도시하였으며, 3차원 솔리드요소(solid element)를 이용하여 구성하였다. Table 1은 하부 시트 프레임의 Parts에 따른 요소개수를 나타낸 것으로 Parts수는 11개이며, Element의 개수는 53,806개이다.

Table 1 시트 프레임 주요부위의 유한요소구성

Part	요소종류	요소수
Base bracket	solid95	27,681
Cushion pipe	solid95	7,617
Recliner extra bracket	solid95	12,637
Recliner arm	solid95	639
기타	solid95	5,232

3. 강도테스트에 따른 유한요소 해석

3.1 FMVSS 202 개요

자동차용 스틸 시트(Steel seat) 구조물의 안정성과 구조강도는 북미 자동차 안전기준인 FMVSS (Federal Motor Safety Standard)중 시트 강도 평가 항목인 FMVSS 202 헤드레스트(Head Restraint) 강도 시험기준에 따른 해석결과를 분석하여 평가한다.

앞좌석 시트는 반드시 헤드레스트가 있어야 하고, 하중조건으로는 후방으로 200lb(890N)을 가했을 때 승객의 머리가 움직인 시트백(Seat back)의 토르소라인(Torso line)을 기준으로 4inch(102mm)이내 여야만 한다. 또한 좌석 또는 좌석등받이에 파손이 없어야 한다.^{11,12)}

3.2 Head Restraint 강도 해석

시트의 재료는 구조용 강재로 전체를 통일하였고 Table 2에 재료의 물성치를 나타내었다. 경계조건은 Cushion pipe를 고정 하였고, 시트에 하중조건은 Head Restraint test시 기준으로 하중을 부여하였다. Fig. 3은 Head Restraint test시 FMVSS 202규정에 따른 실험을 보여주고 있으며, 착석지점으로 등받이 부위 상단 500mm 위치에 890N을 부여하였다. Head Restraint test시에는 등받이의 굽힘 강성에 영향을 받는다.

강도 평가는 비선형적인 응력-변형률 관계에 따른 구조물의 비선형 거동을 고려한 해석을 통해 정확한 해를 구하려 한다. Fig. 4는 해석에 사용된 재료의 응력-변형률 곡선이며 항복점은 352MPa이며 최대 인장강도는 565MPa에서 발생한다. 하중의 위치는 hip point로부터 500mm 상단위치에서 힘이 Recliner에 받도록 하중을 추가하였다. Head Restraint test는 Head Restraint의 충격시 변형을 알아보는 test와 동시에 Base bracket과 Recliner에 미치는

Table 2 구조용 강재의 기계적인 성질

항목	값
Young's modulus	$2 \times 10^5 \text{ MPa}$
Poisson's ratio	0.3
Density	$7.85 \times 10^6 \text{ kg/m}^3$
Tensile yield strength	352 MPa
Tensile ultimate strength	565 MPa

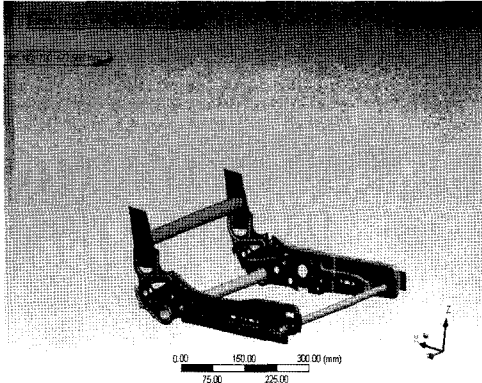


Fig. 3 Head Restraint test시 하중위치

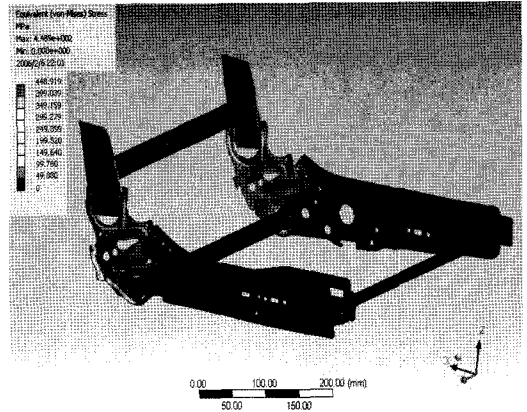


Fig. 5 Head Restraint test시 좌우 Bracket의 응력상태

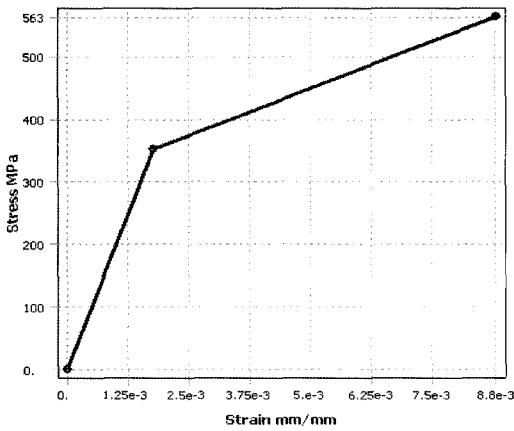


Fig. 4 Stress-Strain곡선

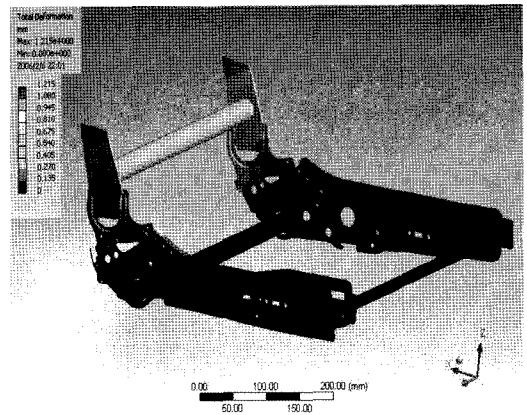


Fig. 6 Head Restraint test시 좌우 Bracket의 변형상태

응력과 변형을 고려한 강도 테스트를 수행하여 그 결과 값들을 비교하여 최적화를 실현하려 한다. 현재 등받이를 모델링에서 제외시켰지만 등받이에서 받는 하중을 리클라이너 부위와 Base bracket에 전달 할 수 있도록 동일한 하중조건을 만들었다. 이는 ANSYS Workbench의 Remote force기능을 이용하여 이와 유사한 조건을 충족시킬 수 있었다.

Fig. 5와 Fig. 6에서는 Head Restraint test시 좌우 Bracket의 응력과 변형상태를 나타내고 있다. 비선형 해석을 수행한 결과 최대응력 값은 448MPa이며, 최대변형은 1.21mm의 결과 값을 얻었다. 최대응력은 리클라이너 하부의 국부적인 부분에 국한되어 있어서 시트의 각 부품들의 이탈 현상이나 파단, 균열 등 실제 자동차에 장착 되었을 때 일어날 위험한 변형 등은 발생하지 않았다. 이는 FMVSS 202의 규

정을 만족하는 수치이며, 앞으로 최적화 후의 모델들을 Seat frame에 장착해서 결과값 들을 비교할 것이다.

4. 시트프레임의 중량 최적화 설계

4.1 위상최적화와 DOE법

최적화 모델에 대한 최적설계 문제는 다음과 같이 정식화 할 수 있다. 기존의 시트프레임 모델에서 구조 해석하여 얻어진 응력분포, 변형상태를 고려하여 제거되는 부위의 강성이 최대가 되면서 무게를 최소화 할 수 있도록 결정하였다. Base bracket의 무게를 목적 함수로 하며, 이를 최소화 하는 치수 최적화 문제로 만들었다.

$$\text{Find } X = \{X_1, X_2, X_3\}$$

Minimize Weight

Subject to $|\delta_{TB}| - |\delta_{BASE}| \leq \alpha$

여기서

X : 설계변수(제거부위의 각 치수)

$|\delta_{BASE}|$: 하중조건에서의 기준

Base bracket 최대변위의 크기

$|\delta_{TB}|$: 하중조건에서의 최적화

Base bracket 최대변위의 크기

α : 어떤 주어진 값

본 연구에서는 위상최적화 방법을 사용하는 ANSYS Workbench shape finder기능과 실험계획법(Design Of Experiment)을 수행하는 ANSYS Workbench DesignXplorer를 써서 최적화모델을 도출해 낸다.

ANSYS Workbench의 shape finder기능은 위상최적화 방법을 이용하여 비파라메트릭 구조 최적화를 실행하며 주어진 응력과 변형 한도 내에서 중량의 최적화를 실행한다. 따라서 최적화할 모델의 각 부분에 대한 변수지정 과정이 필요하지 않으며, 모델에 적용될 최대개선 가능 영역을 결정한다.

ANSYS Workbench DesignXplorer에서 사용되는 실험계획법(Design Of Experiment)은 입력 파라미터에 대하여 계산된 solution(design point)을 factorial 방법을 이용하여 response surface를 만들게 된다. 실험계획법은 최적 해를 선정하기 위하여 입력 파라미터들을 어떻게 결정해야 하는지 등의 정보를 제공하게 되며, 반응치를 구해야 하는 설계 공간상에서의 점들을 선택하는 것을 말한다. 실험 점들의 선택을 어떻게 하느냐에 따라 반응 치에 대한 근사화의 정확도와 상당한 비용을 절감시켜 줄 수 있으며, 최소의 실험 점을 선택하여 가장 근사한 반응 함수를 생성하는 것이 실험계획법의 가장 큰 관심사이다. 반응치에 대한 근사함수의 정확도 측면에서 고려한다면 모든 가능한 실험 점에 대하여 계획을 세우는 full factorial design이 좋겠지만 이는 실험의 횟수가 많고 비용이 많이 들기 때문에 이를 보완하는 측면에서 고려된 것이 중심합성법(central composite design)이다.

본 연구에서는 중심합성법을 이용하여 실험의 횟수 n을 $n = 2^k + 2k + 1$ 으로 나타낸다. 이는 변수의 개수 k가 커지면 커질수록 3^k 으로 나타나는 full factorial design의 실험횟수보다 훨씬 적은 수의 실험이 가능함을 보여준다. 변수의 수가 3개일 때의 중심합성법은 2^3 요인배치법인 (-1, -1, -1), (-1, -1, 1), (-1, 1, -1), (1, -1, -1), (-1, 1, 1), (1, -1, 1), (1, 1, -1), (1, 1, 1)과 중심점(0, 0, 0) 그리고 축 점(α , 0, 0), (- α , 0, 0), (0, α , 0), (0, - α , 0), (0, 0, α), (0, 0, - α)의 점들로 구성된다. 변수의 개수가 3일 때 중심합성법은 15개의 실험점이 나오므로써 27개의 실험점이 나오는 full factorial design 보다 훨씬 적은 수의 실험으로 근사반응 함수를 만들어 수렴 값을 도출해 낸다.

4.2 최적화 모델 선정 및 설계 변수 결정

유한요소해석의 결과를 토대로, 시트 프레임의 Base bracket을 최적화 모델로 선정 하였다. Head Restraint test의 해석 시 응력이 가장 많이 발생하는 Base bracket right와 Base bracket left 대하여 중량 최적화를 시도한다.

Base bracket은 시트프레임의 구성 부품 중에서 가장 중량이 많고 승객을 지탱하는 중요한 부분이다.

Fig. 7에서는 Base bracket right에 대하여 전체시트의 Head restraint test 와 동일한 하중에서의 응력과 변형의 모습을 보여주고 있다.

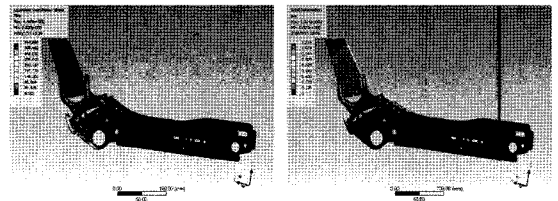


Fig. 7 Base bracket-Right 단품의 응력, 변형 모습

Fig. 8에서는 Base bracket right의 중량에 따른 위상최적화를 통해 중량감소의 설계변수를 어느 부분으로 잡아야 할지를 보여주고 있다. 각 모델은 10-50%까지의 중량감소를 실행할 때 우선 제거할 부분을 짙은 색으로 나타내고 있다. 제거되는 부분이 Base bracket right의 가장 오른쪽에서부터 Base

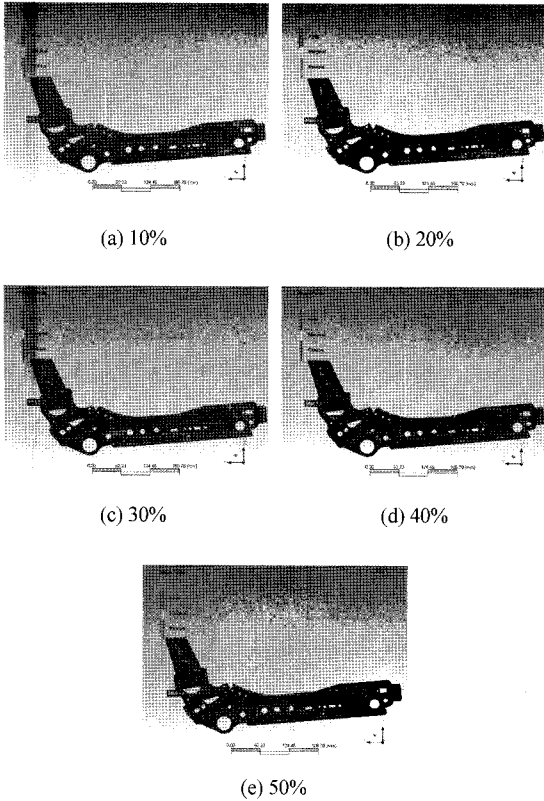


Fig. 8 Base bracket-Right의 %별 중량 위상최적화

bracket right의 가장자리로 이동하는 것을 볼 수 있다. 위상최적화를 위한 하중조건은 앞에서 언급한 Head restraint test에서 주어진 조건과 동일하다. 최적화 해석도 비선형해석을 하였는데 주어진 하중에 대하여 부품의 응력이 항복점이상으로 나타났다.

Fig. 9에서는 Base bracket left에 대하여 전체시트의 Head restraint test 와 동일한 하중에서의 응력과 변형의 모습을 보여주고 있다.

Fig. 10에서는 Base bracket left의 중량에 따른 위상최적화를 통해 중량감소의 설계변수를 어느 부분

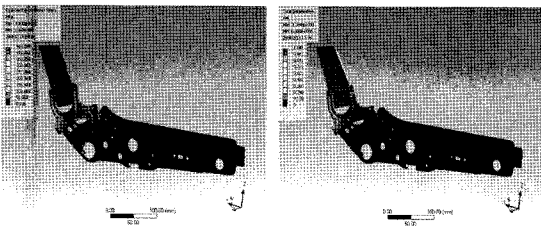


Fig. 9 Base bracket-Left 단품의 응력, 변형 모습

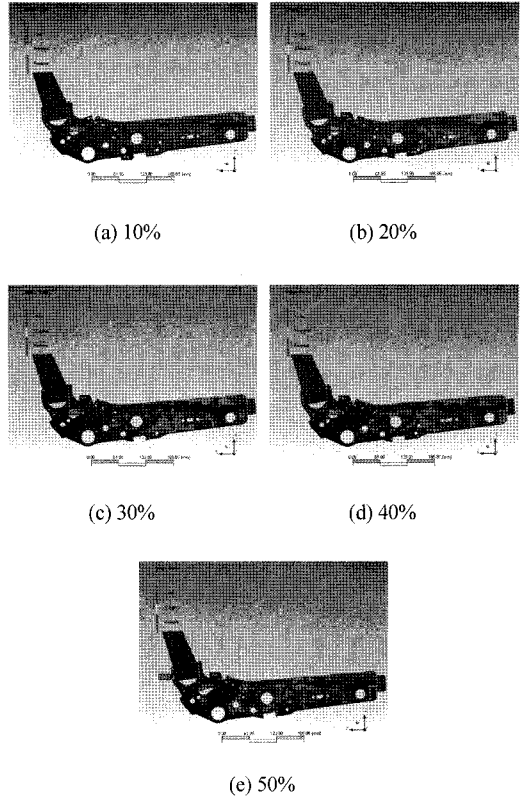


Fig. 10 Base bracket-Left의 %별 중량 위상최적화

으로 잡아야 할지를 보여 주고 있다. 각 모델은 10~50%까지의 중량감소를 실행할 때 우선 제거할 부분을 짙은 색으로 나타내고 있다. 제거되는 부분이 Base bracket left의 가장 오른쪽에서부터 Base bracket left의 가장자리 중심의 비드 부분으로 이동하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 10에서는 %별 중량최적화를 위하여 제거해야 할 부분을 보여주고 있다. 제거되는 부분은 Bracket의 내부 일수도 있고, 외형 형상을 변경해야 할 수도 있다.

최적화를 실행하는데 있어서 Base bracket의 외부 형상은 그대로 유지하면서 중량을 줄이는 최적화를 시행하려 한다. 위상최적화 수행을 위하여 외형을 변형할 수도 있지만 본 연구에 사용된 시트 프레임은 현재 생산되는 차량의 모델이므로 시트 프레임이 조립되는 연관 부품의 관계를 고려하여 외부 형상을 유지하는 가정 하에 최적화를 수행하였다. 이는 또한 기존의 시트 프레임의 두께는 변수로 설정

을 하지 않는다는 것을 의미한다. 본 논문에서는 위상 최적화를 통해 모델의 중량감소를 할 수 있는 최대 개선가능 영역을 결정하고 설계변수를 선정 후 최적화를 실행하는 것이다. 이로써 얻어지는 이점은 기존의 모델을 가지고 최적화를 할 수 있다는 것이 장점이며, 무엇보다도 최적화 할 부분을 쉽게 찾아낼 수 있으며 설계변수를 정확히 잡아 낼 수 있다는 것이다.

4.3 프레임 브라켓의 중량 최적화

본 절에서는 2개의 초기 설계치를 통한 시뮬레이션 해석을 하는데 한 모델에 두 단계의 최적설계 수행이 이루어진다. 여기서 각 모델에 최적화 실행의 명칭을 설계1과 설계2로 통일하였다. 설계1은 중량 위상최적화의 40~50%기초로 하여 초기설계위치를 선정한 것이며, 설계2는 중량 위상최적화의 10~30%를 기초로 하여 초기설계위치를 선정한 것이다. Base bracket right의 설계1은 Fig. 8(e) 50% 에서 바깥 테두리 부분은 제거하지 않고 내부의 Cushion pipe 오른쪽 편으로 Cut을 하여 Fig. 11의 형상으로 선정하였다. Fig. 11에서 C1과 C2는 제거되는 원의 직경을 나타내며 L3은 두 원의 중심거리를 나타낸다. Fig. 12는 설계1에서 최적화된 설계치를 반영한 모델에 추가적으로 제거해야 할 부분을 나타낸 모델로서 Base bracket right의 가장 자리에 사각형의 구멍을 Cut 하는데 그 구멍의 크기나 개수를 위상최적화 기준의 초기 설계 치로 선정하였다.

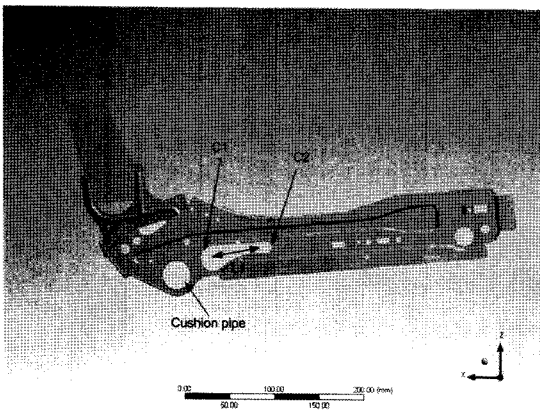


Fig. 11 Base bracket-Right 설계1 중량감소 모델

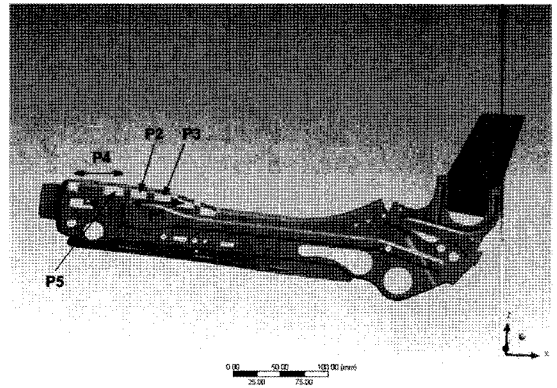


Fig. 12 Base bracket-Right 설계2 중량감소 모델

Table 3에는 설계1에서 선정한 설계 치에 대하여 중심합성법을 적용하여 계산한 결과를 나타내었으며 중량은 3.4%감소한 것으로 나타났다.

Table 3 설계1 최적화 결과값

	C1	C2	L1	Mass (kg)
Design point	29.43	14.26	69.87	0.592

Table 4에는 설계2에서 선정된 설계 치에 대한 최적화 값을 나타내었다. 결과는 중량 0.57kg으로서 원래 모델에 비하여 7.02%중량감소를 나타낸다.

Table 4 설계2 최적화 결과값

	P1	P2	P3	P4	P5	Mass (kg)
Design point	27.19	8.26	8.29	20.02	11.18	0.57

Fig. 13은 Base bracket left의 설계1이며 Fig. 10에 (e) 50%를 기준으로 바깥 테두리 부분은 제거하지 않고 내부의 중심부를 Cut하여 초기 설계치를 선정하였다. Table 5에는 설계1에서 선정한 설계 치에 대하여 중심합성법을 적용하여 계산한 결과를 나타내었으며 중량은 2.92%감소한 것으로 나타났다. Fig. 14는 설계1에서 최적화된 설계치를 반영한 모델에 추가적으로 제거해야 할 부분을 나타낸 모델로서 Base bracket left의 가장 자리에 사각형의 구멍을 Cut 하는데 그 구멍의 개수나 크기는 위상최적화 기준의 초기 설계치로 선정하였다.

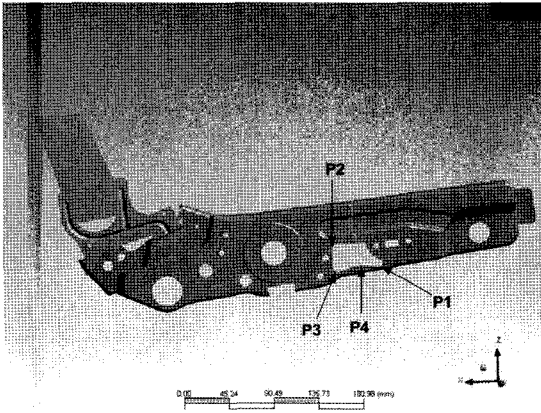


Fig. 13 Base bracket-Left 설계1 중량감소 모델

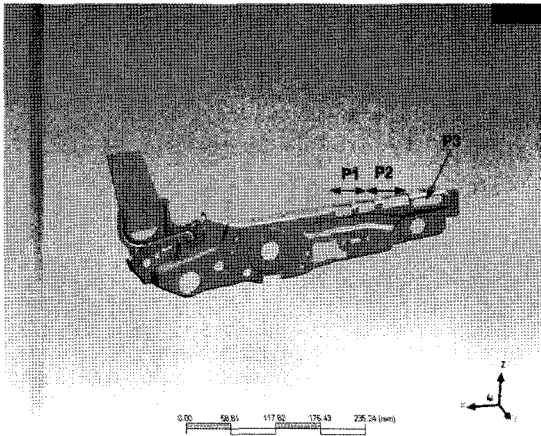


Fig. 14 Base bracket-Left 설계2 중량감소 모델

Table 5 설계1 최적화 결과 값

	P1	P2	P3	P4	Mass (kg)
Design point	9.35	15.26	13.10	64.24	0.61

Table 6에는 설계2에서 선정된 설계 치에 대한 최적화 값을 나타내었다. 결과는 중량 0.58Kg으로서 원래 모델에 비하여 7.7%중량감소를 나타낸다.

Table 6 설계2 최적화 결과 값

	P1	P2	P3	Mass (kg)
Design point	17.068	34.425	24.301	0.58

두 Base bracket의 중량 감소율은 평균적으로 7.3%감소했다.

4.4 최적화 모델의 응력 해석

Fig. 15는 앞 절에서 수행한 중량최적화 Base bracket들을 Head restraint test의 조건에서 Base bracket 응력분포를 나타내고 있다. 앞에서 보여진 기존 Base bracket과 최적화된 설계모델에 대한 응력 분포를 비교해 보면 Table 7에서 간단히 살펴볼 수 있다. 응력분포를 살펴보면 최대응력은 기존의 Base bracket보다 0.2%, 1.3%증가했고, 응력의 분포 상태는 기존의 시트보다 고무 퍼져 있으며 한곳에 집중보다는 분산하는 형태를 갖게 된다. Fig. 16은 최적화 실행 후 Head restraint test로 인한 Base bracket의 변형상태를 나타내고 있다. 변형은 기존보다 0%, 4.1%증가했음을 볼 수 있다.

Table 7 기존 Seat frame과 중량 최적화 Seat frame의 응력 및 변형 비교

	기존 Bracket		최적화 Bracket		결과	
	left	right	left	right	left	right
중량(kg)	0.62	0.61	0.58	0.56	6.5% 감소	8.2% 감소
최대응력 (MPa)	463	444	464	450	0.2% 증가	1.3% 증가
최대변형 (mm)	1.08	1.21	1.08	1.26	0%	4.1% 증가

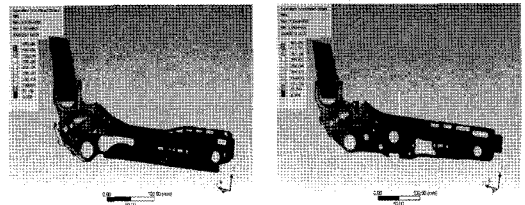


Fig. 15 중량 최적화 실행 후 Head Restraint test시 응력분포

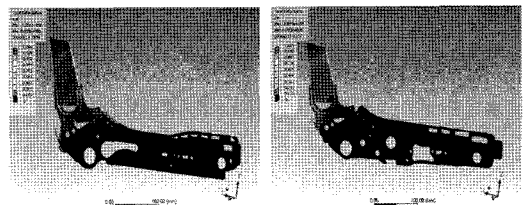


Fig. 16 중량 최적화 실행 후 Head Restraint test시 변형분포

5. 결론

본 연구에서는 자동차용 시트 프레임 부품의 경량화를 위해 위상 최적화 기법과 실험계획법을 사용하였다. 먼저 FMVSS 202에 의한 시트 프레임의 유한요소 시뮬레이션을 수행하였으며, 이에 따른 유한요소 해석 모델의 결과 값을 기준으로 중량 최적화를 위한 설계 변수를 결정하였다. 위상 최적화는 ANSYS workbench를 통해 초기 설계모델에서 최적화 모델을 단시간 안에 예측하여 설계변수를 선정하였고, 선정된 변수는 실험계획법을 통해 설계 변수를 재해석함으로써 정확도를 향상 시킬 수 있었다. 그 결과 중량 최적화에서는 기존의 부품의 외부형상과 재료의 두께를 변형하지 않고 Base bracket의 무게를 7.2% 감소시켰으며 응력의 집중현상을 분산시키는 결과를 얻었다. 그러나 최적화된 Base bracket 모델을 Head restraint test 조건의 해석을 수행한 결과 최대응력과 최대변형 값이 약간 증가하는 결과를 초래하였다. 하지만 중량 최적화를 통한 경량화된 이득이 응력이나 변위의 증가보다는 더 클 것으로 사료된다.

References

- 1) J. Y. Jung, B. J. Kim, S. J. Heo, S. K. Lee, H. S. Kim and C. H. Jung, "Optimal Design and Analysis of Automotive Light Weight Seat in Consideration of Safety," Spring Conference of Proceedings, KSAE, Vol.II, pp.722-727, 2002.
- 2) B. J. Kim and S. J. Heo, "Crash worthiness Design Concepts for the Improved Absorbing Performance of an Lightweight Vehicle Body," Transaction of KSAE, Vol.11, No.3, pp.155-160, 2003.
- 3) K. H. Digges, J. H. Morris, A. and C. Malliar, "Safety Performance of Motor Vehicle Seats," SAE 930343, 1993.
- 4) D. H. Lee, Y. C. Park and S. C. Huh, "Multi-objective Optimization of Lower Control Arm Considering the Stability for Weight Reduction," Transactions of KSAE, Vol.11, No.4, pp.94-101, 2003.
- 5) C. S. Woo, H. J. Cho, J. S. Koo and J. D. Kwon, "A Study on the Durability Design of an Automotive Seat Frame," Transactions of KSAE, Vol.12, No.4, pp.50-57, 2004.
- 6) H. Y. Lee, J. Y. Lim and H. T. Bom, "The Finite Element Analysis of Car Seat Frame According to The FMVSS Strength Test," Transactions of KSAE, Vol.7, No.6, pp.241-247, 1999.
- 7) S. I. Song, K. J. Bae, K. H. Lee and K. J. Park, "Lightweight Design for Automotive Door Using Optimization and Design of Experiments," Transactions of KSAE, Vol.10, No.1, pp.125-132, 2002.
- 8) J. Swanson, Design Space, ANSYS Workbench, ANSYS, Inc., 2003.
- 9) ANSYS User's Manual Revision 9.0, SAS IP, Inc., 2004.
- 10) J. M. Lim and I. S. Jang, "The Strength Analysis of Passenger Car Seat Frame," Transactions of KSAE, Vol.11, No.6, pp.205-212, 2003.
- 11) H. K. Woo, S. B. Lee, S. B. Kim and H. Y. Kim, "A Study on the Development of Aluminum Seat Frame for Commercial Bus," Transactions of KSAE, Vol.12, No.3, pp.91-100, 2004.
- 12) J. S. Koo and H. J. Cho, "A Study on the Structural Strength of the Rolling Stock Seat Frame," Transactions of KSAE, Vol.12, No.3, pp.130-138, 2004.