

## 자동차 시트 프레임의 경량화 설계에 관한 연구

김홍건\*, 최금호\*\*, 이병휘\*\*, 조영태\*\*\*, 이동주\*\*\*\*

### A Study on the Lightweight Design of a Seat Frame in Automotive Vehicles

Hong Gun Kim\*, Gum Ho Choe\*\*, Byeong Huey Lee\*\*, Young Tae Cho\*\*\*, Dong Joo Lee\*\*\*\*

#### Abstract

A seat frame structure in automotive vehicles made of polymer matrix composite to achieve weight reduction at low cost was developed. In order to design and manufacture the actual product, studies on material selection and structural analysis were performed. Structural analysis was performed with a finite element method. The analysis was done for several cases suggested in various safety regulations. Each result was utilized to modify the actual shape to obtain a lighter, safer and more stable design. The final design was used to produce a sample bottom plate of the seat structure with reinforced by X-shape frame. Substitution of the material resulted in a weight reduction effect with equivalent strength, fatigue and impact characteristics.

**Key Words :** Polymer Composite, Lightweight Design, Automotive Seat Structure, Weight Reduction, Structural Analyses, Fiber Reinforced Plastic (FRP), Finite Element Method (FEM), Seat Frame

### 1. 서 론

차량설계에 있어서 재료와 제작방법의 복합성이 증대됨에 따라 차체는 경량화를 점차 추구하게 되며 동시에 운전자와 승객의 안전을 확보하기 위해서 구조해석 및 충돌해석을 통한 설계가 정확히 이루어져야 한다.<sup>(1)</sup> 자동차용 시트는 승객의 안전과 만족도에 관계된 중요한 역할을 하고 있으며, 탑승자의 지지가 적절하고 노면으로부터의

진동을 흡수하며 피로를 최소한으로 하여야 할 뿐 아니라 가능한 한 경량화 및 경제적인 체계를 갖추어야 한다.

일반적으로 시트는 전체 차량의 가격과 중량의 3-5%를 차지하므로, 자동차 산업계에서는 연비 개선과 가격 경쟁력 확보의 측면에서 이 구조물의 가격과 중량을 최소화하는 동시에 안전성과 안락감을 확보하는 연구에 많은 노력을 기울이고 있다.

한편 시트 구조물의 재료는 종전의 강구조물 위주의 재

\* 전주대학교 기계산업공학부  
 \*\* 국립기술품질원 자동차기술과  
 \*\*\* 전주대학교 공학기술종합연구소  
 \*\*\*\* 영남대학교 기계공학부

료에서 복합재료로 대체하는 방법이 다양하게 연구되고 있으며<sup>[2]</sup> 이미 실용화도 이루어지고 있다(BMW 3 Series, Dodge Viper). 재료를 복합재료로 대체할 경우 효과적으로 경량화를 이룰 수 있지만, 기존의 재료에 비해 강도가 떨어지므로 안전성에 대한 검증이 충분히 수행되어야 한다.

본 연구에서는 우선적으로 적절한 복합재료의 선택<sup>[3]</sup>을 하고, 복합재료로 이루어진 시트 구조물에 대한 구조 해석을 통해 안전성을 검증<sup>[4]</sup>하는 동시에 최적의 경량화 효과를 얻을 수 있도록 설계하는데 초점을 두었으며 또 이와 같은 안전성과 경량화를 동시에 추구할 수 있는 모델을 제시하였다.

## 2. 시트 프레임의 해석 절차

일반적으로 복합재료는 강화 섬유 방향에 따라 물성이 방향성을 가짐은 물론, 그 물성치의 크기 또한 수직과 섬유에 따라 다른 값을 가진다. 따라서 복합재료를 이용한 해석시 물성치 및 지배방정식의 선택에 대한 충분한 고려가 필수적이다.<sup>[3-5]</sup>

본 연구에서 사용하는 재료는 단섬유 강화 복합재료인 “한화 GMT” 복합소재로서 유리섬유 함량이 30%이며 이 소재는 강화섬유의 길이가 짧을뿐더러 구조물의 형상이 복잡할 경우 그늘이 늘어서는 방향 또한 무방향성이 되어, 거시적인 관점에서 등방성 재료로 취급할 수 있다. 이러한 가정을 하면 다음과 같은 일반적인 응력-변형 관계를 나타내는 3차원 탄성방정식을 사용할 수 있다.<sup>[6]</sup>

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E}[\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G}$$

그리고 본 연구에서는 수치해석 방법으로 유한요소해석(Finite Element Analysis, FEA)을 채택하였으며 복합체의 전반적인 유한요소해석 절차는 기존의 연구<sup>[3, 4, 7]</sup>에 잘 나타나 있다. 특히 본 연구에서는 하중조건을 두 시트 구조물 제조사(Chrysler 및 대원강업(주))에서 제시한 안전성 기준에 의거하여 구조해석을 수행하였으며 정하중에 대한 해석시 기준은 Chrysler 사의 안전기준(Performance Standard 8401)을 적용하였으며 다음과 같다.

(1) 등받이에 각각 1700N과 2500N의 힘이 가해졌을 때 파괴가 일어나지 않을 것.

(2) 좌석판에 각각 890N과 1780N의 힘이 가해졌을 때 파괴가 일어나지 않을 것.

한편 실제 상황에서 발생하는 대부분의 하중은 동적 하중이므로, 비정상적 효과를 고려하는 동적 해석(Dynamic Analysis)을 수행하여야 한다. 하지만 이러한 동적 해석은 매우 복잡하므로, 대부분의 경우 이러한 동적 하중을 그때의 움직임에 의한 가속도를 계산하여 질량을 곱하는 방식 등을 이용하여 정적 하중으로 변환하여 해석을 수행한다. 또한 피로도의 계산시 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III에 제시된 기준에 따라 산술적 응력계산을 하고, Miner's Rule에 따라 피로도 누적계산을 수행할 수 있다.<sup>[7]</sup>

본 연구에서는 대원강업(주)의 안전성 기준에 의거하여 이같이 변환된 하중에 대한 해석을 수행하였다. 제시된 기준에 의하면 좌석판에 경우 다음의 Table 1과 같이 다섯 가지의 하중에 대한 안전성을 시험한다.

**Table 1 Loading Conditions for Daewonkangup Co. Safety Regulations**

사례번호	하 중 조 건
1	좌석판의 앞 고정부 위의 경사면에 6566N을 38°의 각도로
2	좌석판의 앞 끝단 부분에 1303N을 수직으로
3	좌석판의 뒤 고정부 좌우에 4645N을 압축력으로
4	좌석판의 앞 고정부 좌우에 10290N을 압축력으로
5	좌석판의 앞 뒤 고정부 좌우에서 2587N을 전후방향 인장력으로

## 3. 시트 프레임의 구조해석

차량시트 경량화를 위한 모델은 세 가지 형상에 대한 해석이 수행되었으며<sup>[8]</sup> 대표적인 형태는 다음의 Fig. 1에서 Fig. 3까지와 같다. 여기서 Fig. 1은 전통적인 기존의 좌석판 형상과 유사한 형상의 복합재료 좌석판과 실험적 설계 형태의 등받이로 이루어진 구조물로서 복합재료는 Zytel 70G-33L을 사용하였으며 이의 탄성계수는 6.2GPa이고 인장강도는 123.9MPa이다. 여기서 생성된 격자계는 대부분 두께가 2mm인 3차원 Shell 요소들로 구성되어 있다.

이에 대한 구조해석 결과, 다음의 Table 2에서 볼 수 있는 바와 같이 Chrysler Regulations에 의한 하중부과시 FRP 재질의 시트 프레임은 좌석판 부분에는 문제가 없으나 등받

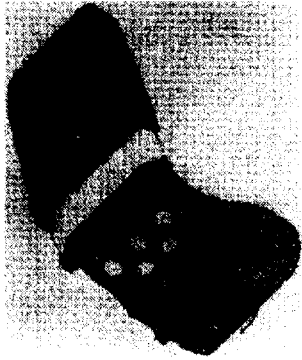


Fig. 1 FEA Model System of the FRP seat frame with FRP back



Fig. 2 FEA Model of the FRP seat frame with steel back

Table 2 Results of Structural Analysis for Seat Frame Based on Chrysler Regulations

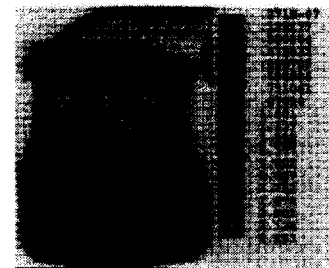
하중조건	형상	최대응력 (MPa)	최대 변형량 (mm)	파괴여부 파괴안됨 O 파괴됨 X
1 Chrysler, 1700N	등받이(FRP)	123.29	19.645	X
2 Chrysler, 2500N	등받이(FRP)	181.34	28.895	X
3 Chrysler, 1700N	등받이(Steel)	59.34	0.441	O
4 Chrysler, 2500N	등받이(Steel)	87.26	0.649	O
5 Chrysler, 890N	좌석판(FRP,수정전 모델)	11.04	0.628	O
6 Chrysler, 1780N	좌석판(FRP,수정전 모델)	22.53	1.255	O

이 부분에서 파괴 현상이 발생됨을 알 수 있으며, 반면에 Steel 재질의 등받이 구조물은 파괴되지 않음을 알 수 있다. 즉, 정적 하중 계산 결과 좌석판은 복합재료로 이루어져 있더라도 위의 기준에 대한 안전성에는 문제가 없음을 알 수 있었다. 따라서 Fig. 1과 같은 등받이 구조물은 고려 대상에서 제외하고 기존의 Steel 구조를 유지하도록 하여 Fig. 2와 같은 Steel 등받이에 복합재료 좌석판을 구현한 모델(수정전)에 관해 새로이 모델링하게 되었다. 즉, 복합재료 재질의 등받이로 안전성을 보장하는 것은 어렵다는 결론에 도달하게 되었으며 따라서 등받이를 기존의 Steel 구조물로 바꾼 Fig. 2와 같은 격자계를 구성하게 되었다.

Fig. 2와 같은 수정전 모델에 관한 정적인 구조해석(Chrysler Regulations에 의한 1780N의 정하중 조건) 결과는 다음의 Fig. 3(a) 및 (b)에서 보는 바와 같이 변형 및



(a)



(b)

Fig. 3 The deformation and stress distribution of the FRP seat frame with steel back for static load (a) Distribution of deformation, (b) Distribution of stress

등가응력(von Mises Stress) 분포도가 나타나 있다. 이 해석결과에서 알 수 있듯이 최대변형량은 약 1.25mm이므로 변형으로 인한 문제점은 발생되지 않을 것으로 판단되며 최대등가응력 또한 22.5MPa 정도로서 충분한 강도를 가져 파괴되지 않을 것으로 판명되었다(Table 2 참조). 즉,

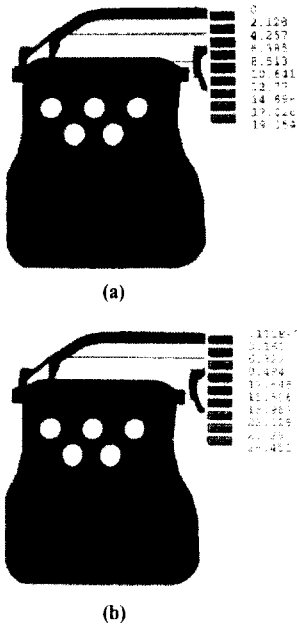


Fig. 4 The deformation and stress distribution of the FRP seat frame with steel back for dynamic load (a)Distribution of deformation(mm), (b)Distribution of stress(kg/mm<sup>2</sup>)

Chrysler Regulations에 의한 정하중 조건에 대한 수정전 모델의 좌석판 해석결과는 안전할 것으로 검토되었다.

한편 동적 하중의 영향을 고려한 해석결과가 Fig. 4(a) 및 (b)에 나타나 있다. 여기에서는 대원강업(주) Safety Regulations에 의한 동하중 조건인 “좌석판의 앞 고정부 위의 경사면에 6566N을 38°의 각도로 하중 부과”시의 계산결과를 나타내고 있다. 즉, 동적 효과를 고려한 상태의 변형 및 등가응력(von Mises Stress) 분포도가 나타나 있다. 이 해석결과에서 알 수 있듯이 최대변형량은 약 19mm 정도이므로 변형으로 인한 문제점은 발생되지 않을 것으로 판단되나 최대등가응력은 약 280MPa 정도로서 인장강도를 초과하므로 충돌시 파괴될 수 있을 것으로 예측된다. 그러나 에너지 흡수 차원에서 볼 때 충분히 사용 가능성이 있을 것으로 판단되며 충돌시험을 실시한 후 적절한 방법에 의해 보완이 되어야 할 것으로 생각된다.

또 이러한 형상에 대한 구조해석의 결과를 고찰하여 경량화를 꾀하며 성능을 개선시킬 수 있는 새로운 설계의 좌석판을 장착한 Fig. 5와 같은 세번째 격자계를 고안하게 되었다. 즉, 더욱 경량화시키기 위하여 Fig. 5와 같이

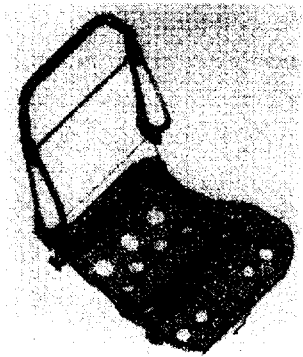


Fig. 5 FEA Model of the modified FRP seat frame with steel back

Steel 등받이에 구멍이 더욱 많이 고려되어 있는 좌석판으로 이루어진 구조물(수정후)을 검토하였다.

이러한 새로운 복합재료 좌석판을 구현한 모델(수정후)에 관한 구조해석 결과는 전반적으로 수정전 모델의 해석결과와 강도면에서 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. Fig. 5와 같은 수정후 모델에 관한 정적인 구조해석(Chrysler Regulations에 의한 1780N의 정하중 조건) 결과가 다음의 Fig. 6(a) 및 (b)에서 보는 바와 같이 변형 및 등가응력(von Mises Stress) 분포도가 나타나 있다. 이 해석결과에서 알 수 있듯이 최대변형량은 약 1.7mm이므로 변형으로 인한 문제점은 발생되지 않을 것으로 판단되며 최대등가응력 또한 27MPa 정도로서 충분한 강도를 가져 파괴되지 않을 것으로 판명되었다. 즉, Chrysler Regulations에 의한 정하중 조건에 대한 수정후 모델의 좌석판 해석결과는 안전할 것으로 예측된다.

또 수정후 모델에 대한 동적 하중의 영향을 고려한 해석결과가 Fig. 7(a) 및 (b)에 나타나 있다. 여기에서도 역시 대원강업(주) Safety Regulations에 의한 동하중 조건인 “좌석판의 앞 고정부 위의 경사면에 6566N을 38°의 각도로 하중 부과”시의 계산결과를 나타내고 있다. 즉, 동적 효과를 고려한 상태의 변형 및 등가응력(von Mises Stress) 분포도가 나타나 있다. 이 해석결과에서 알 수 있듯이 최대변형량은 약 17mm 정도이므로 수정전의 모델보다 더 안정되게 나타났으며 따라서 변형으로 인한 문제점은 발생되지 않을 것으로 판단되나 최대등가응력은 약 310MPa 정도로서 인장강도를 초과하므로 충돌시 파괴될 수 있을 것으로 예측된다. 그러나 에너지 흡수 차원에서 볼 때 충분히 사용 가능성이 있을 것으로 판단되며 수정

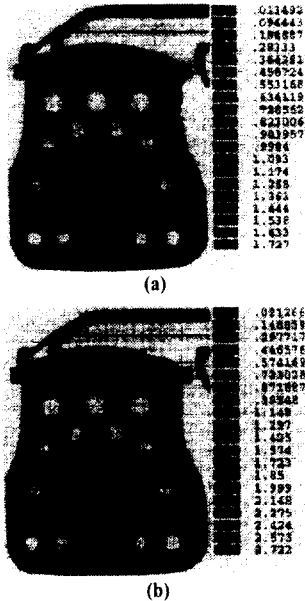


Fig. 6 The deformation and stress distribution of the modified FRP seat frame with steel back for static load (a) Distribution of deformation(mm), (b) Distribution of stress(kg/mm<sup>2</sup>)

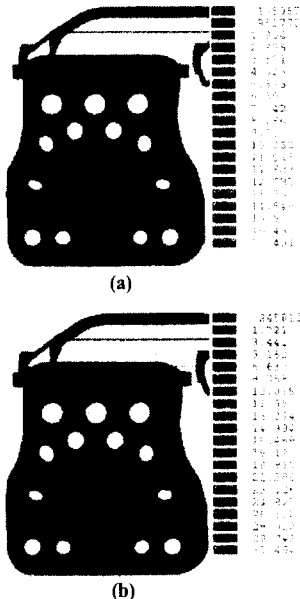


Fig. 7 The deformation and stress distribution of the modified FRP seat frame with steel back for dynamic load (a) Distribution of deformation(mm), (b) Distribution of stress(kg/mm<sup>2</sup>)

전 모델의 경우와 마찬가지로 충돌시험을 실시한 후 적절한 방법에 의해 보완이 되어야 할 것으로 생각된다.

#### 4. 시트 프레임의 보강설계 모델 구상

위의 3가지 모델 중 Fig. 5와 같은 세 번째 모델이 가장 적합한 설계인 것으로 사료되며 경량화의 효과를 관해서는, 좌석판을 복합재료로 대체함으로써 전체적으로 약 16%의 경량화를 꾀할 수 있다. 더욱이 좌석판만을 독립시켜 생각하면 경량화의 효과는 무려 40%로 커진다. 또한 설계를 수정함으로써 220g의 경량화를 가져왔으며, 등받이의 경우에도 격자계를 이용한 중량 계산에 의하면 기존의 Steel Pipe 구조에 비해 복합재료 판 구조는 중량이 이의 65% 정도로 가능하므로 국부 파괴의 문제만 보완된다면 상당한 경량화의 효과를 가져 올 수 있을 것으로 분석되었다.

위의 구조해석 결과에서 보이는 바와 같이 충격에 관한 보강설계가 필요하다는 것이 요구되고 있으며 차량 시트를 충격으로부터 보호하기 위하여 X-Shape의 보강구조물이 추가된 새로운 설계로의 접근을 시도하게 되었다. 즉, 다음의 Fig. 8에서 보이는 것과 같이 X-Shape의 굴곡있는 보강 프레임을 사용하여 보강하도록 설계하였으며 시트 프레임의 복합재료 재질 또한 GMT (Glass Mat Thermoplastics)로 변경하였다. 이는 Glass Fiber를 매트상으로 제조한 후 수지에 함침시켜 압축한 다음 판상재료로 만든 후 금형에 넣어 성형한 것이다. 물론 열가소성이므로 재활용이 가능하며 가볍고 충격강도가 우수한 특성이 있어 본 구조물의 재질로써 적합할 것으로 검토되었다.<sup>(9-10)</sup>

#### 5. 보강 프레임에 관한 해석 결과 및 고찰

차량 시트 프레임의 하부 보강판을 Fig. 8과 같이 모델링하여 유한요소법에 의해 구조해석해 본 결과, 정면충돌에 관한 변형 및 등가응력이 Fig. 9(a) 및 (b)와 같이 나타났다. 이 X형 보강 프레임에 있어서 정면 충돌시에는 Fig. 9(a)에서 볼 수 있는 바와 같이 최대 10cm 정도의 변위가 발생됨을 알 수 있으며 이는 기대치보다 다소 크게 나타났다. 마찬가지로 정면 충돌시의 응력분포를 Fig. 9(b)에서 볼 수 있으며 최대응력은 14.6GPa로 나타났다. 이 데이터는 보강 프레임의 인장강도를 500GPa 정도로 볼 때 약 3배에 해당하는 값이며 충돌시험에 따른 결과와 비교 검토가 이루어져야 할 것이다.

더구나 이 하중조건은 가속도 크기를 매우 크게 설정한

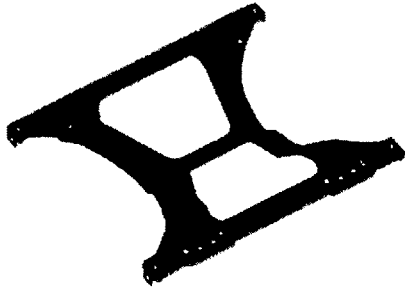


Fig. 8 FEA Model of the X-shaped steel seat frame

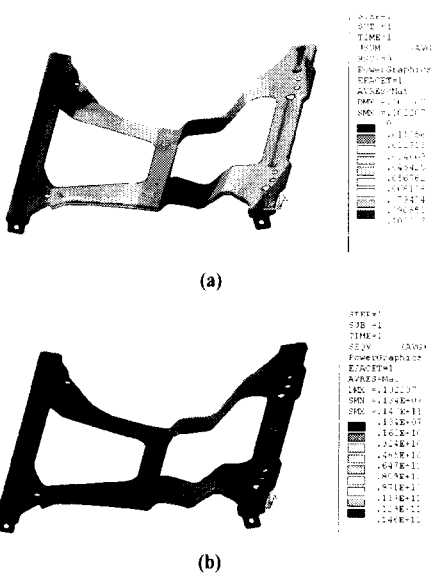
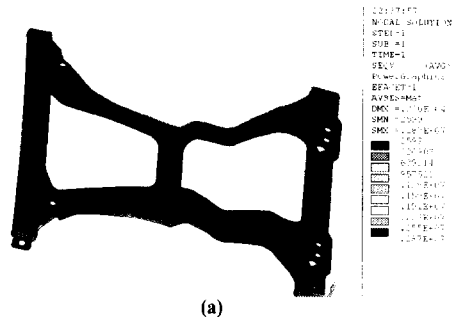


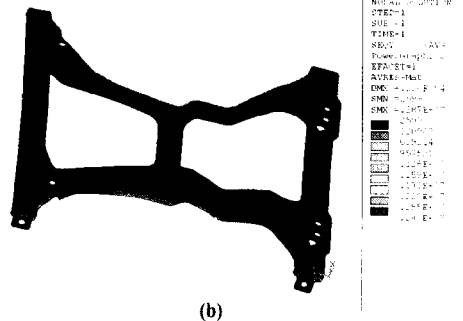
Fig. 9 The deformation and stress distribution of the X-shaped seat frame for frontal impact (a) Distribution of deformation(m), (b) Distribution of stress(kg/mm<sup>2</sup>)

경우라 분석되며, 성인의 평균 중량을 68kg으로 볼 때 7000N의 동하중은 가속도가 거의 7g 이상이 되는 값이다. 더구나 운전자의 중량이 모두 특정한 곳으로 부과된다는 조건을 가지고 있어 실제 현상보다 과다한 하중조건이 된다고 볼 수 있으며 따라서 하중 부과방법 및 실제로 적절한 크기의 하중조건 검토가 더 검토되어야 할 것이다. 추가적으로 본 해석 결과가 과다한 응력을 보여주는 원인을 한가지 더 든다면 구조해석시 탄성거동 가정에 따른 소성변형을 고려하지 않은 결과에도 기인할 것이다.

한편, 후면추돌에 관한 변위 및 등가응력은 Fig. 10(a) 및 (b)와 같이 나타났다. Fig. 10(a)에서 볼 수 있는 바와



(a)



(b)

Fig. 10 The deformation and stress distribution of the X-shaped seat frame for rear impact. (a) Distribution of deformation(m), (b) Distribution of stress(kg/mm<sup>2</sup>)

같이 최대 0.023mm 정도의 변위가 발생됨을 알 수 있으며 이는 기대치보다도 훨씬 더 작게 나타났다. 그리고 후면 추돌시의 응력분포를 Fig. 10(b)에서 볼 수 있으며 최대응력은 28.7MPa 로 나타났다.

이 또한 기대치보다도 훨씬 더 작게 나타났으며 후면 추돌시에는 충분한 강도가 유지됨을 보여준다. 이러한 후면 추돌시의 데이터는 보강 프레임의 인장강도를 약 500GPa로 볼 때 거의 무시할 수 있을 정도로 해당하중 값이며 실제의 추돌시험 결과와 비교하여도 전혀 문제가 없을 것이다.

이와 같이 시트 구조물의 유한요소해석을 통하여 적절한 구조설계에 관한 연구를 수행함으로써 안전하고 경량, 경제적인 모델을 제시하였으며 시트벨트와의 접합부 및 기타 고정부의 국부적인 파괴현상이나 굴곡부의 보완과 불필요한 부위의 질량감소 등 더욱 합리적인 설계를 위한 검토대상이 향후과제로 남아 있으며 X-Shape의 보강판으로 인해 충격에 의한 큰 보완이 될 것으로 검토되었다.

## 6. 결 론

자동차의 시트 구조물 재료를 안전성과 신뢰성을 유지 하면서 경량화하기 위하여 복합재료로 대체한 후 유한요소해석을 통하여 각종 기준에 관한 구조해석을 수행하였으며 등받이를 제외한 시트구조물은 대체가 가능한 것으로 평가되었다. 특히 1차적 모델의 경우 국부적인 파괴로 인해 대체가 곤란한 실정이었지만 보강판을 사용할 경우 안전하게 대체가 가능함을 알 수 있었다. 또한 구조해석 결과에서 도출해 낼 수 있는 여러 가지 다른 효과들은 향후 고려대상으로 남겨 놓았다. 특히 각종 주위 부품과의 결합 부분의 모델링 및 안전성 기준 자체의 개선 및 보완 등은 차후 과제로서 더욱 많은 연구가 이루어져야 할 것이다.

시트벨트와의 접합부 및 기타 고정부의 국부적인 파괴 현상이나 굴곡부의 보완과 불필요한 부위의 질량감소 등 더욱 합리적인 설계를 위한 검토대상이 향후과제로 남아 있으며 X-Shape의 보강판으로 인해 충격에 의한 큰 보완이 될 것으로 검토되었다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부의 공업기반기술사업 “운전석용 경량시트 프레임 개발”에 관한 연구중 구조해석 부분에 대한 연구의 일부로써 저자들은 이에 심심한 감사를 드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) 이종선, “차량승객실의 최적설계”, 한국공작기계학회지, 제8권, 제1호, pp. 60-66, 1999.
- (2) K. N. Tribbett, J.C. Lynn, “Evaluation of Automotive Front Seat Structure Constructed by Polymer Composite”, SAE 920335, pp.270~274, 1992.
- (3) 김홍건, 최금호, “자동반송장치의 구조설계에 관한 연구”, 한국공작기계학회 '98춘계학술대회 논문집, 1998. 5. 16, pp.258~262.
- (4) 김홍건, “불연속 금속복합체에서의 탄성거동에 관한 미세구조역학적 연구”, 한국공작기계학회지, 제6권, 제3호, pp.58~64, 1997.
- (5) P.K. Mallick, S. Newman(eds), “Composite Materials Technology: processes and properties”, Oxford Univ. Press, 1990.
- (6) S. H. Crandall, N.C. Dahl, T.J. Lardner, “An Introduction to the Mechanics of Solids”, McGraw-Hill, Inc., 1978.
- (7) P. Kohnke(cd), “ANSYS User's Manual”, Swanson Analysis Systems, Inc., 1992.
- (8) 최금호, 송병록, 이우일, 심진욱, “승용차 운전석용 경량시트 프레임의 개발”, 한국자동차공학회 1997년도 추계학술대회, pp.855~862, 1997.
- (9) A. B. Strong, “Fundamentals of Composites Manufacturing”, Society of Manufacturing Engineers, 1989.
- (10) L. E. Nielsen, R.F. Landel, “Mechanical Properties of Polymers and Composites”, Marcel Dekker, Inc., 1994.