

# 자동차 시트 프레임의 강도설계 및 평가기술 개발

우창수\* · 구정서\* · 조현직\* · 김화식\*\* · 정철호\*\*

## Structural Analysis and Evaluation Technologies of Automotive Seat Frames

C. S. Woo, J. S. Koo, H. J. Cho, H. S. Kim, J. H. Jeong

**Key Words:** Seat Frame(시트 프레임), Finite Element Analysis(유한요소해석), Strain Gauge, (스트레인게이지), Fatigue Test(피로시험)

### Abstract

To develop design and evaluation technologies of automotive seat frames, structural analysis and fatigue tests have been performed. Under the back moment loading condition, the numerical simulation yielded the maximum stress over the yield strength at the side frame bracket. To measure the stresses under the test condition, strain gauges were attached on some weakest points of the side frames. the measured strains are in good agreements with the CAE results. On the other hand, fatigue tests have been performed using the side frame bracket specimens made of various welding types to estimate their durabilities. From the fatigue test results and the analysis ones, it was recommended that the welding position of the bracket should be moved upward.

### 1. 서 론

자동차의 연비 개선을 위하여 시트 경량화 설계가 매우 중요한 문제로 제기되고 있으나, 다른 한편으로는 충돌안전도, 고 내구성 등과 같이 시트 프레임의 구조적 기능에 대한 설계요구조건이 강화되고 있는 실정이다[1,2].

시트 프레임 구조의 강도와 안전도를 저하시키지 않으면서 경량화 설계를 구현하기 위해서는 최적화 설계 방법을 사용하여야 하는데, 이를 위해서는 시트 프레임의 개념 설계 단계에서부터 작용하중의 특성과 경계조건을 고려하여 최적의 치수 설계를 도출하여야 한다. 이러한 최적화에 의한 경량화 설계를 구현하기 위한 전제조건으로

서 재료의 기계적 특성시험, 피로시험 등에 의한 정확한 물성자료가 확보되어야 하며 이와 더불어 이 기초자료들을 효율적으로 활용하여 기본설계를 도출하는 이론적 접근 방법과 도출된 설계를 평가하는 수치적 접근 방법이 동시에 적용되어야 한다. 이렇게 이루어진 기본설계에 대한 수치적 평가 결과는 상세 설계단계에 반영되어 최적 설계가 도출되도록 하여야 하며, 실제 개발된 시트 프레임은 피로 내구강도 시험에 의하여 설계기준을 만족하는지 검증되어야 한다[3].

따라서 본 연구를 통하여 시트 프레임의 구조 강도설계를 최적화하고 내구수명과 안전도를 향상시켜 우수한 제품을 개발할 수 있는 기반을 확립하였다.

\* 한국기계연구원

\*\* (주) 한일

## 2. CAE를 이용한 강도해석 및 평가

### 2.1절 Back moment에 의한 Main pipe 강도계산

Fig. 1과 같이 main pipe의 브라켓 용접부와 hinge점을 이은 축을 x축으로 가정하고, x축에 대한 모멘트 평형을 고려하면 브라켓 용접부에 작용하는 모멘트를 구할 수 있다. 즉,

$$M = Fa \quad (1)$$

그런데 main pipe에는 비틀림 모멘트와 굽힘 모멘트가 동시에 작용하므로 비틀림 모멘트는 배제하고 굽힘 모멘트만 계산하면 다음과 같다.

$$M_b = M \cos \theta = Facos \theta \quad (2)$$

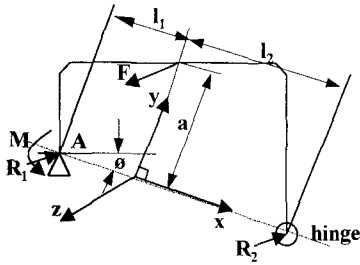


Fig. 1 Bending moment at main pipe

여기서,  $F=130 \text{ kgf}$ ,  $a=260 \text{ mm}$ ,  $\theta=30^\circ$  를 적용하면  $M_b$ 는  $29,272 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$  이며, Main pipe의 치수가 STKM11A  $\phi 25.4$  1.6t이므로 단면계수  $Z$ 는  $670 \text{ mm}^3$ 이다. 따라서, A지점에 발생하는 굽힘 응력은  $43.69 \text{ kg/mm}^2$ 로 구해진다.

이 값은 실측치  $38.682 \text{ kgf/mm}^2$  보다 13% 가량 크다. 이러한 오차 요인은 첫째로 A 부분이 고정지지 경계조건으로 가정되었으나 실제로는 브라켓에 의하여 변형 가능한 상태로 구속되어 있고, 둘째로 A부분의 응력 수준이 항복응력( $36.79 \text{ kgf/mm}^2$ )을 초과하고 있으므로 탄성이론으로 가정하여 구한 응력값이 실제보다 크기 때문이다.

### 2.2절 시트 프레임의 유한요소 해석

#### 2.2.1 해석개요

본 연구에서는 백 모멘트시험을 대상으로 하여 시트 프레임의 강도해석을 수행하였다. 백 모멘트시험의 경우, 피로강도를 평가하는 것이 주요

목적이므로 선형 해석을 수행하여도 원하는 해를 구할 수 있다. 모멘트 시험조건 하에서 유한요소 해석적으로 구한 등반이 프레임의 응력과 변형 거동을 실제 제품 시험으로 측정된 응력과 비교 평가하여, 수치해석 모델링 방법을 확립하고 시험을 위한 취약부위 도출에 활용하도록 하였으며, 또 구해진 수치해석 결과는 시트 구조의 취약점을 분석하여 설계 개선 방안을 확립하는데도 도움이 되도록 하였다.

#### 2.2.2 재료 물성치 및 경계조건

시트 프레임 구조에 사용되는 주요 부재에 대하여 소재 특성시험을 수행하여 얻어진 주요 물성치를 요약하면 Table 1과 같다.

여기서, 재료의 응력-변형을 관계는 소재의 인장시험에서 구해진 곡선을 4개의 직선으로 부분 선형화 하여 해석의 입력자료로 사용하였다.

유한요소 생성과 각 부재의 물성치 입력이 완료되면 시트 프레임의 고정부 등에 대한 경계조건을 입력하고, 백 모멘트 시험에 대한 하중 조건을 입력하였다.

Table 1 Mechanical properties

Material	Yield stress [kg/mm <sup>2</sup> ]	Ultimate stress [kg/mm <sup>2</sup> ]	Young's modulus [kg/mm <sup>2</sup> ]	Poisson ratio	Thickness [mm]
STKM11A	36.79	40.84	21,000	0.3	1.5
STKM13A	38.86	43.77	21,000	0.3	2.0
SAPH440	35.44	50.35	21,000	0.3	2.6
SAPH370	25.90	36.75	21,000	0.3	3.2
SPHC	27.95	37.25	21,000	0.3	2.3
SPCC	20.89	30.63	21,000	0.3	2.6

#### 2.2.3 백 모멘트에 의한 내구시험 해석

본 연구에서 다루고 있는 시트는 3인용 시트이므로 절반 모델에 대한 1.5인 기준의 백 모멘트를 구하면  $57 \text{ kgf} \cdot \text{m}$  이다. 따라서 시트 프레임 상단부에 작용되는 하중은 heap point와의 거리를 고려하여 작용하중을 구하였다.

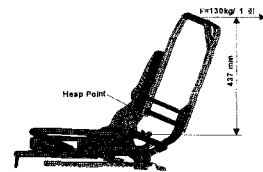
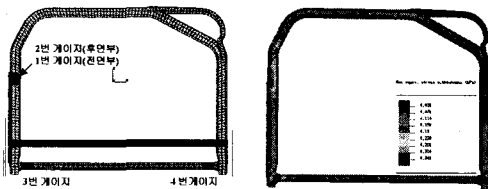


Fig. 2 Loading conditions of back moment test

제 3장에서 실시한 백 모멘트 시험에서는 Fig. 3(a)에 표시한 부분에 스트레인 게이지를 부착하여 실험응력해석을 수행하였다. 이 부위들은 응력이 집중되거나 굽힘 모멘트가 가장 크게 부과되는 부분들로 실제 피로시험에서도 1, 2, 3번 게이지 부착부위에 균열이 발생하는 것이 관찰되었다. Fig. 3(b)는 백 모멘트 내구시험조건에서 시트 등받이부 프레임에 발생하는 응력을 나타내고 있다. 등받이 프레임이 브라켓과 용접으로 접합되는 부분과 수평 부재가 등받이 프레임과 접합되는 부위들에서 비교적 높은 응력이 발생한다. 특히 1번, 2번 게이지 부착 부위에는 항복응력 수준의 높은 응력이 발생하였다.



(a) Positions of gauge (b) Stress distributions  
Fig. 3 Analysis results of back moment test

본 해석에서는 Explicit dynamic code인 PAM-CRASH[4,5]를 사용하였으므로 내부변형에너지와 동역학적 운동에너지의 변화를 면밀하게 관찰하면서 해석을 수행하여야 한다. 즉 구조물에 동적하중을 가하게 되면 처음에는 운동에너지와 내부에너지가 동시에 증가하게 되지만 시간이 경과함에 따라서 내부에너지는 최대로 증가하게 되고 운동에너지는 차츰 감소하여 최소로 된다. 이렇게 구조 변형이 충분히 안정되는 시간까지 해석을 수행하여야 올바른 응력값을 구해낼 수 있다.

Fig. 4는 본 해석에서 구해진 운동에너지와 변형에너지의 변화를 나타낸 것이다. 적어도 400 ms가 경과하여야 변형에너지가 일정한 수준에서 진동하는 현상을 보여준다.

Fig. 5는 게이지 부착부의 응력상태를 시간에 대하여 나타낸 것으로 실제 백 모멘트 시험은 준정적 시험이므로 외부하중이 한 일이 모두 변형에너지로 변환되어야 하지만 동적인 문제로 해석을 하면 항상 얼마만큼의 운동에너지가 존재하게 되므로 Fig. 5와 같이 변동하는 응력 상태를 보여주게 된다. 만약 준정적인 문제로 해석하게 되면 Fig. 5에서 구해진 최대의 응력 값보다도 더

큰 응력이 구해지게 된다. 설계 평가를 위해서는 변동하는 응력 값의 최대치를 선택하여야 한다.

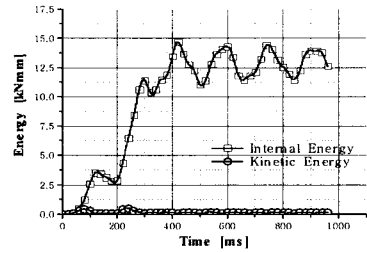
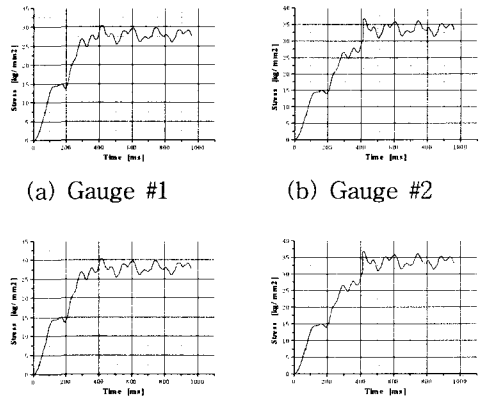


Fig. 4 Kinetic energy vs. strain energy



(a) Gauge #1 (b) Gauge #2  
(c) Gauge #3 (d) Gauge #4  
Fig. 5 Stress at each gauge positions

Table 2는 Fig. 3에 표시된 스트레인 게이지 부착부의 응력을 실험치, 해석치로 비교하여 나타낸 것으로, 실험적 결과와 수치 해석적 결과가 상당히 일치하는 경향을 보여주고 있고, 1-3번 게이지 위치에서 내구 문제를 유발할 수 있는 큰 응력이 발생되고 있음을 알 수 있다. 따라서, 1-3번 게이지 위치에서 발생하는 피로 파손을 방지하기 위해서 브라켓의 용접위치를 변경하는 것과 용접의 품질관리를 잘 하는 것이 매우 중요하다고 하겠다.

Table 2 Stress results of experiment and analysis

	Strain gauge 부착부의 stress 값 [kg/mm <sup>2</sup> ]			
	1번	2번	3번	4번
실험치	37.80	38.682	17.2	11.991
해석치	30.41	36.79	18.43	11.29

### 3. 시트 프레임의 실험응력해석

#### 3.1절 개요

현재 시트 프레임의 강도, 내구성 및 신뢰성을 확보하기 위한 구조설계에 이론 식 및 유한요소 해석결과를 이용하고 있지만 해석결과의 검증은 위해서는 실제 제품에 대한 실험응력해석이 요구되고 있는데, 실험응력해석방법에는 여러 가지가 있지만 스트레인 게이지(strain gauge)를 이용하여 변형률을 측정하는 방법이 가장 간단하고 정확도가 높아 널리 이용되고 있다[6]. 변형률의 측정은 구조물의 응력분포나 강도를 파악하여 대상물의 안전성을 확보하고 또 개량할 때의 참고자료를 제공하여 품질향상에도 기여하게 된다.

따라서, 본 연구에서는 유한요소해석에서 얻어진 시트 프레임 취약부위에 스트레인 게이지를 부착하여 실제 변형값을 측정하여 유한요소해석 결과를 검증하여 설계 수경과 새로운 제품 개발에 필요한 자료로 활용하였다.

#### 3.2절 백 모멘트 시험조건에서의 실험응력해석

##### 3.2.1 변형률 측정

시트 프레임의 유한요소해석 결과를 통해 예상되는 취약부위에 단축 및 로우제트(3축) 스트레인 게이지를 이용하여 실험 응력 해석을 수행하였다.

Fig. 6에서 보는 바와 같이 게이지 1, 2번은 유한요소해석에서 가장 큰 응력이 발생하는 부위로 주 응력의 방향을 알 수 있기 때문에 단축 게이지를 이용하여 앞, 뒤에 부착하였으며 아래쪽 프레임에는 게이지 3번의 단축과 로우제트 4-5-6번을 이용하였다. 본 실험에서는 3인 기준에 준하여 한쪽으로 1.5인의 back moment인 57 kg·m가 437mm의 높이에서 작용하는 것으로 하여 50kg, 70kg, 90kg, 110kg, 130kg의 하중이 작용할 때의 변형률을 측정하였다.

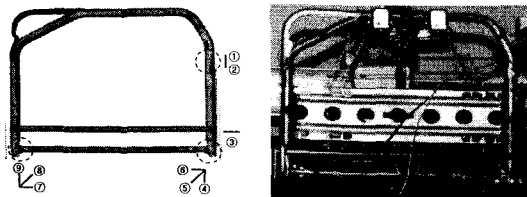


Fig. 6 Strain gauges in side frame

Table 3에는 백 모멘트 하중에 의한 각 부위에서의 측정된 하중과 변형률 값을 나타내었는데 시험 결과를 통하여 게이지 1, 2번에서 위치에서 최대변형률이 발생하여 외부 하중에 의한 취약부위로 예상되었는데 이는 유한요소 해석에서 예측된 결과와 잘 일치함을 알 수 있었다.

Table 3 Load-strain relation for back moment

Gauge Load	Strain ( $\mu\text{m}$ )							
	1	2	3	4	5	6	7	8
0 kg	+0	-0	+0	+0	-0	+0	+0	+0
50 kg	+689	-647	+320	-22	-361	-341	+219	-62
70 kg	+953	-867	+438	+5	-498	-478	+298	-87
90 kg	+1233	-1148	+547	+21	-635	-603	+371	-120
110 kg	+1564	-1516	+625	+30	-799	-770	+462	-150
130 kg	+1800	-1842	+818	+36	-957	-928	+571	-163

##### 3.2.2 변형률 결과를 이용한 응력해석

스트레인 게이지를 이용하여 측정된 변형률 값을 응력으로 환산하기 위하여 단축일 경우에는 y 방향으로 당길 때의 경우를 생각해보면, x, y방향의 응력과 대응하는 스트레인을 각각 주 응력(principal stress)과 주 스트레인(principal strain)이라 하며  $\sigma_x, \sigma_y, \epsilon_x, \epsilon_y$ 의 관계는 다음 식(3)으로 표시된다. 따라서, 변형률 측정에서 얻어진 단축 게이지에 대한 응력은 후크의 법칙에 따라서 쉽게 응력을 구할 수 있다.

$$\sigma_x = 0, \sigma_y = \frac{K_y}{F}, \epsilon_x = -\nu \epsilon_y, \epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} \quad (3)$$

다음은 주 응력의 방향이 알려져 있지 않을 때는 그 응력과 방향을 알기 위해서 3방향의 스트레인을 측정할 필요가 있는데 본 실험에 사용한 직각 3축형 로우제트 게이지의 주 변형률과 주 응력은 식 (4)와 (5)로 나타낼 수 있다.

$$\epsilon_1, \epsilon_2 = \frac{\epsilon_a + \epsilon_c}{2} \pm \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + [2\epsilon_b - (\epsilon_a + \epsilon_c)]^2} \quad (4)$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{E}{1-\nu} \frac{\epsilon_a + \epsilon_c}{2} + \frac{E}{1+\nu} \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + [2\epsilon_b - (\epsilon_a + \epsilon_c)]^2} \quad (5)$$

Table 4에는 하중-응력 관계를 나타내었는데 최대 응력이 발생하는 부위는 게이지 1번에서 37.8 kg/mm<sup>2</sup>의 인장 응력과 게이지 2번에서 38.7 kg/mm<sup>2</sup>의 압축 응력이 발생하여 유한요소 해석에

서의 취약부위로 예측된 것과 잘 일치하였으며, 하중-응력 선도가 Fig. 7에서와 같이 거의 선형적으로 나타나 시험 범위 밖의 하중에 따른 응력 값을 근사적으로 유추할 수 있음을 알 수 있었다.

이상으로 실제 부품에 대한 실험응력해석을 수행하여 유한요소 해석결과를 검토할 수 있었으며 하중변화에 따른 취약부위의 응력 값들을 측정함으로써 설계 수정과 새로운 제품 개발에 필요한 자료로 활용할 수 있을 것이다[7].

Table 4 Load-stress relations for back moment

Load (kg)	Stress (kg/mm <sup>2</sup> )								
	1	2	3	Gage No. 4-5-6					$\sigma_{eq}$
				$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\theta$	
50	14.5	-13.6	6.7	58.6	-421.6	-1.56	-9.3	-24.2	8.65
70	20.0	-18.2	9.2	119.4	-592.4	-1.35	-12.8	-23.6	12.2
90	25.9	-24.1	11.5	173.4	-755.4	-1.23	-16.2	-23.8	15.6
110	32.8	-31.8	13.1	216.5	-956.5	-1.63	-20.5	-23.5	19.8
130	37.8	-38.7	17.2	256.4	-1148	-2.03	-24.7	-23.3	23.7

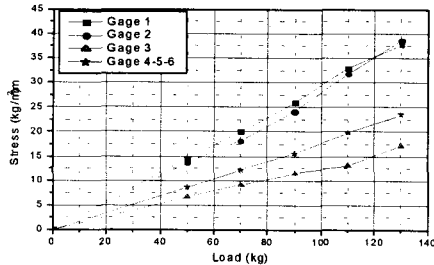


Fig. 7 Load-stress curves

#### 4. 시트 프레임 부재의 피로시험

##### 4.1절 개요

시트 프레임은 파이프 구조물에 여러 가지의 브라켓으로 구성되어 있으며 이들 부품들은 대부분이 용접에 의해서 접합되어 있다.

일반적으로 용접 구조물의 피로강도는 접합부 형상, 용접 공정, 용접 위치 등에 의해서 크게 변하므로 설계 시에는 이들을 고려한 강도설계가 이루어져야 피로파손을 방지할 수 있을 것이다.

따라서, 본 연구에서는 강도해석과 스트레인 게이지를 통한 정적시험으로 확인된 취약부위를

시편으로 제작하여 취약 부의 브라켓 형상과 용접위치 변화에 따른 부재의 피로시험을 통하여 내구성을 평가하였으며, 적절한 브라켓 형상 및 용접위치를 제시하여 동 부품의 안전성과 신뢰성을 확보하였다.

##### 4.2절 부재의 피로시험

피로시험에 사용된 시편은 브라켓 형상과 용접위치 변화에 따라 Fig. 8과 같이 5종류의 12개 시험편을 제작하였다. 시험편 A, B는 기존 브라켓 형상에 용접위치를 25mm와 10mm로 하였으며, 시험편 C, D, E는 브라켓을 파이프 원주 방향으로 연장한 타입으로 C는 브라켓 25mm 되는 부위와 취약부위로 예상되는 부위에 브라켓과 파이프를 용접하였으며, D, E는 브라켓 25mm와 10mm 되는 부위에만 용접하였다.

피로시험에 사용된 시험기는 10톤 용량의 유압식 피로시험기(INSTRON)이며 500kg 용량의 로드 셀로부터 하중을 측정하였으며 시험 그림은 파이프에 하중이 가해질 때 하중점의 선 접촉을 피하도록 설계하였으며 시험의 효율성을 고려하여 2개의 시편을 동시에 시험할 수 있도록 제작하여 피로시험을 하였다.

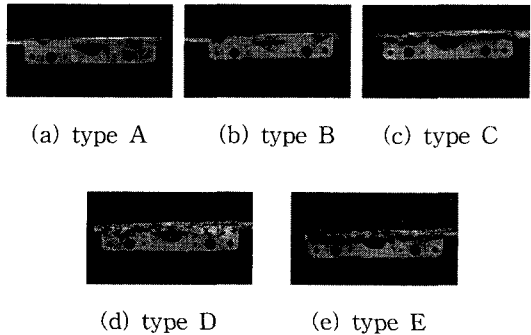


Fig. 8 Specimens for fatigue test

##### 4.3절 피로시험 결과 및 브라켓 형상 제안

5종류의 시험편에 대한 피로시험 결과를 Table 5에 나타내었는데 표에서 보는 바와 같이 거의 모든 시험편이 설계기준인 40,000회에 미달하여 브라켓 형상 및 용접위치의 변경이 뒤따라야 함을 알 수 있었다.

Table 5 Results of fatigue tests

시 험 편	파손 위치	수명(회)	
A	A-1	브라켓	8,600
	A-2	브라켓	14,463
B	B-1	브라켓	15,919
	B-2	브라켓	21,782
C	C-1	파이프	40,336
	C-2	파이프	14,900
	C-3	파이프	8,537
D	D-1	브라켓	23,437
	D-2	브라켓	38,786
	D-3	브라켓	38,786
E	E-1	브라켓	27,270
	E-2	브라켓	27,270

피로시험 결과를 통하여 브라켓의 용접이 피로 수명에 영향을 많이 미침을 알 수 있어 철저한 용접 관리가 매우 중요함을 알 수 있었으며 시험편 C의 용접방법이 5 종류의 시험편 중에서 가장 취약한 방법으로 나타나 브라켓 끝부분과 파이프의 용접은 피해야 할 것이다. 또한, 브라켓을 원주방향으로 감싸면 약간의 피로수명이 연장되는 것을 알 수 있었으나 현 시험편과 같은 용접 방법으로 브라켓을 연장하면 공정이나 또 다른 용접부위에서의 크랙 발생 우려가 있어 크게 개선되지 못할 것으로 판단되며, 브라켓 용접위치를 가능한 한 앞으로(시험편 A보다는 B 타입) 하는 것이 피로수명을 연장시킬 수 있으리라 사료된다. 따라서 현 시험편으로는 설계기준을 모두 만족하지 못하므로 브라켓을 하중 점에 가깝도록 연장하는 방법을 제안하고자 한다. 기존 브라켓 위치보다 하중 점에 가깝도록 50mm 연장하면 백 모멘트에 의한 파이프 취약 부의 응력이 13.4%의 감소 효과가 있어 설계기준에 만족할 만한 피로수명을 얻을 수 있으리라 사료된다.

## 5. 결 론

자동차 시트 프레임의 강도설계 및 평가기술 개발에 관한 연구를 통하여 아래의 결론을 얻었다.

- (1) 구조역학의 이론적 방법론에 기초하여 시트 프레임의 강도를 계산하는 방법을 제시하였다.
- (2) CAE를 이용하여 응력해석을 수행하고, 이론

해와 비교하여 타당성을 검증하였다.

- (3) 시트 프레임의 실험응력해석 결과와 유한요소해석 결과가 잘 일치하였다.
- (4) 백 모멘트의 부재 피로시험 통하여 내구성능을 평가하였는데 모든 시험편이 설계기준을 만족하지 못하여 브라켓 형상 및 용접위치의 변경할 필요가 있었다.
- (5) 피로시험 결과를 통하여 브라켓의 용접이 피로수명에 영향을 많이 미치므로 철저한 용접관리가 필요하며 기존의 브라켓 위치를 하중 작용점에 가깝도록 50mm 연장하면 약 13.4%의 응력 감소 효과가 있어 설계기준에 만족할만한 피로수명을 얻을 수 있다.

## 후 기

본 연구는 수탁과제로 수행된 연구결과의 일부임을 밝히며 연구에 협조해 주신 (주) 한일 관계자 분들께 감사의 뜻을 표합니다.

## 참고문헌

- (1) K. H. Digges, J. H. Morris, and A. C. Malliar, "Safety performance of motor vehicle seats," SAE technical paper, 930343, 1993.
- (2) Jong-Hyun Yim, Chang-Hun Lee, Chang-Kun Lee, "A study of the evaluation of the rear seat back structure during luggage impact," IBEC Automotive Body Interior & Safety Systems, 1996.
- (3) Russ Davidson, Janilla Lee, and Ed Pan, "Seat system fatigue test," SAE technical paper, 950146, 1995.
- (4) Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., ABAQUS/Standard User's Manual volume II
- (5) PAM System International, PAM-CRASH Solver notes & reference manual.
- (6) "Strain gauge based transducers and strain measuring system", Stress Analysis & Safety Corporation.
- (7) "Standard Practice for Analysis of Strain Gauge Rosette Data", ASTM E 1561-93