

철도차량 시트프레임의 강도 평가 연구

구 정 서* · 조 현 직

한국철도기술연구원

A Study on the Structural Strength of the Rolling Stock Seat Frame

Jeongseo Koo* · Hyunjik Cho

*Department of Rolling Stock Research, Korea Railroad Research Institute, 374-1 Woulam-dong, Uiwang-city, Gyeonggi-do 437-050, Korea

(Received 18 December 2003 / Accepted 16 March 2004)

Abstract : In this paper, the structural strength of a rolling stock seat were numerically evaluated under several design load conditions based on the UIC requirements. The rolling stock seat was designed for the high speed train of a Chinese conventional line. To maximize its weight reduction and structural strength, an aluminium alloy, ALDC8-T5, was applied to the base frame, side frames and armrests. The designed seat frame satisfied the strength requirements on inertia loads and fatigue test conditions. However, it couldn't satisfy the requirements on the static test conditions of UIC 566 OR. Therefore, some design modifications were suggested and numerically evaluated whether the static test requirements could be satisfied or not.

Key words : Rolling stock(궤차), Armrest(팔걸이), Chinese conventional line(중국의 기존선), Static test(정하중 시험), Fatigue test(피로시험)

Nomenclature

- A : amplitude of motion, mm
- ρ : density, kg/mm^3
- σ : stress, kgf/mm^2
- E : elastic modulus, kgf/mm^2
- ν : Poission's ratio
- f : frequency, cycle/sec
- τ : period, sec/cycle
- S : safety factor

Subscripts

ver, hor : vertical, horizontal

u, w : ultimate, allowable

1. 서론

철도차량용 시트는 안전벨트나 에어백과 같은 별도의 안전장치가 없고 시트 자체의 중량도 상당히 크므로, 충돌 또는 추돌과 같은 대형사고 발생시 시트 프레임의 구조강도 설계 결함에 의해 발생할 수 있는 피해수준은 상당히 높다. 따라서 철도 차량에 적용되는 시트에는 기술적으로 만족시켜야 할 여러 가지 설계사양이 요구된다.^{1,2)} 그러나 자동차 분야와는³⁾ 달리 국내에서는 철도차량 시트에 적용할 표준화된 강도 및 안전 설계규격이 확립되어 있지 못하였으므로, 국제적 수준의 설계규격을 적용하여 구조설계를 한 사례는 거의 없다.

*To whom correspondence should be addressed.
koojs@krri.re.kr

본 연구에서는 다국적 철도차량 업체인 Bombardier의 급행열차에 장착될 시트(이하 BSP seat라 함) 프레임이 만족시켜야 할 구조역학적 특성들, 즉 관성하중 및 정적하중에 대한 구조강도와 동적하중에 대한 내구강도를 수치 해석적으로 평가하였다.

즉, 유한요소해석을 이용하여 Bombardier의 설계 요구조건 “Document JV-934-0017-1”의 “6.1.2 Accelerations”와 UIC 566 OR에 의거하여 동적 하중조건에 대한 평가와 구조적 건전성을 평가하였으며, “6.2. Fatigue test of the seats” 항목에 대해 구조적 취약부를 평가하여 강도설계의 개선방안을 제시하였다.^{4,5)}

2. 유한요소 해석을 위한 시트모델

수치해석에 필요한 BSP 시트의 유한요소 모델 생성을 위하여 전후처리 전문 소프트웨어인 Hyper-mesh를 사용하였으며, 구조해석에는 ANSYS를 이용하였다. 시트의 모델링에 사용된 총 요소의 수는 57,070개이며, SHELL63과 SOLID45의 요소를 이용하여 복잡한 형상을 상세하게 표현하였다. BSP 시트 모델에 적용된 재료는 Backrest 프레임의 경우 구조용 강재이며, Side frame 과 Armrest의 경우 다이캐스팅용 알루미늄 합금 재료인 ALDC8-T5이다. Table 1은 BSP 시트모델에 적용된 재료의 물성데이터를 나타낸 것이다.

BSP 시트의 유한요소 해석 모델은 Fig. 1과 같으며, 여기에 적용된 기본적인 모델링 방법은 다음과 같다.

- Leg와 floor의 볼트 체결부는 6자유도를 구속
- Backrest fabric과 Cushion fabric은 분포질량으로 고려
- Food tray table과 Footrest의 형상은 단순화시켜 부가 질량과 작용하중으로 고려
- Backrest frame의 하중을 Side frame에 전달하는 완충형 연결기구는 형상을 고려하지 않고 완충기 연결하중을 반력으로 모델링
- 완충 연결기구에 작용하는 반력의 크기와 방향은 각 가속도 조건에 대하여 모멘트 평형조건을 적용하여 계산한 값을 사용

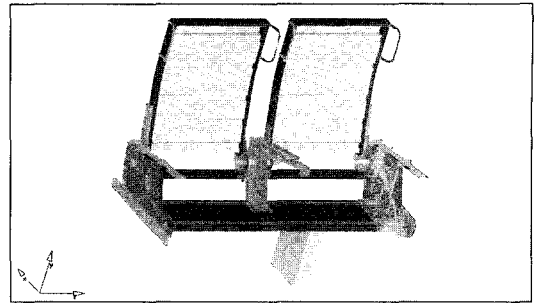


Fig. 1 F.E model of the BSP seat

Table 1 Applied material properties of the BSP seat

Material	ρ [kg/mm ³]	E [kgf/mm ²]	ν	Yield Stress [kgf/mm ²]
Steel	8.0E-6	19000	0.29	21
ALDC8-T5	2.7E-6	7300	0.33	27

3. 가속도 하중조건에 의한 정적 강도해석 및 평가

3.1 가속도 시험규정

가속도 시험은 UIC 566 OR 및 Document: JV-934-0017-1 규정에 근거하는데, 이 규정에 의하면 BSP 시트의 고정부와 각 부재는 다음의 가속도 조건에서 안정적인 상태를 유지하여야 한다.

- 종방향 가속도 조건: +/- 5 g
- 횡방향 가속도 조건: +/- 1 g
- 수직방향 가속도 조건: +/- 3 g

여기서 수직방향 가속도 조건에는 중력의 영향도 포함되며, 모든 가속도 조건에서 고정부와 부재에서 영구 변형이 발생하지 아니하여야 한다. 여기서 사용된 종방향, 횡방향, 수직방향에 대한 가속도 조건의 개념도는 Fig. 2와 같다.

3.2 가속도 조건에 대한 정적 강도해석

BSP 시트의 가속도 조건에 대한 정적강도해석은 각 방향에 대해 가속도를 독립적으로 적용하는 조건과 모든 방향에 대한 가속도를 + 또는 - 방향으로 동시에 적용하는 복합가속도 조건을 적용하였다.

+방향의 복합가속도 조건에 대한 해석결과 최대 변형은 Headrest 부에서 약 3.4mm, 최대 등가응력 (Von Mises)은 pedestal과 floor의 고정부에서 약 13.8

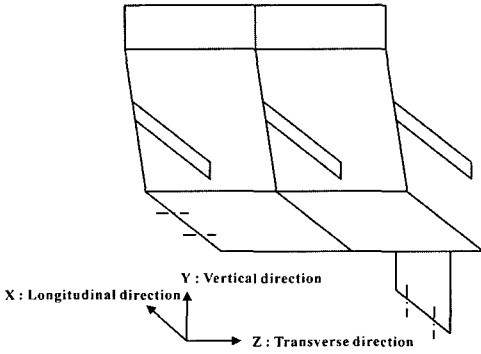


Fig. 2 Schematic view of the acceleration loading condition(UIC 566 OR)

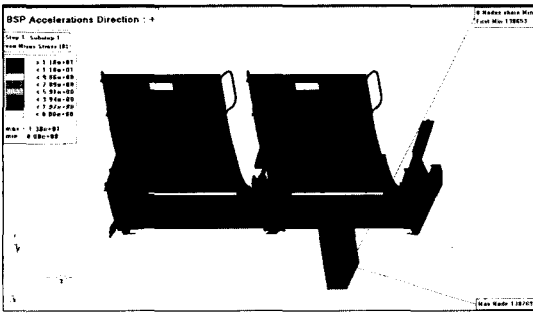


Fig. 3 Von-mises stress result of the +directional simultaneous loading condition

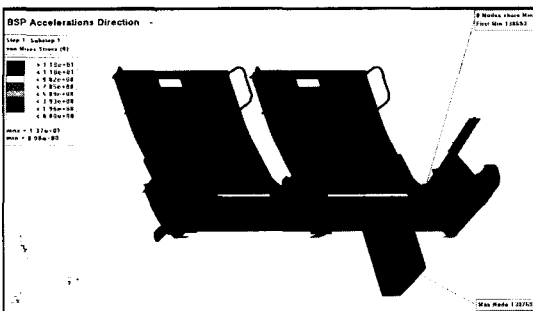


Fig. 4 Von-mises stress result of the -directional simultaneous loading condition

kgf/mm²이 발생하였다. 또한, - 방향으로 모든 방향의 가속도가 동시에 작용될 때 최대변형은 마찬가지로 Headrest에서 약 3.3mm 발생하였고, 최대 등가응력 발생부는 Pedestal과 floor의 고정부에서 약 13.7 kgf/mm²가 발생하였다. 그러나 이들 최대 등가응력은 부재의 소재인 STS 304의 항복 응력인 21 kgf/mm² 보다 낮으므로 구조강도 측면에서 안정적

Table 2 Analysis results of the acceleration loading condition

하중조건		복합 ±(중+횡 +수직)	종방향 (+/-5g)	횡방향 (+/-1g)	수직방향 (+/-3g)
변위 [mm]	최대	3.4/3.34	4.65/4.61	0.532/ 0.532	1.35/1.35
	위치	Headrest 모서리	Headrest 모서리	Headrest 모서리 (복도측)	Headrest 모서리 (복도측)
응력 [kgf/mm ²]	최대	13.8/13.7	9.77/10.2	4.18/4.18	3.33/3.33
	위치	Pedestal 아래	Pedestal 아래	Pedestal 아래	Pedestal 위

이다. Fig. 3과 Fig. 4는 +/- 방향의 복합가속도 조건에서의 최대 등가응력 발생부를 나타낸 것이다.

마찬가지 방법으로 각 가속도 방향에 대한 최대 변형과 최대 등가응력을 구하여 정리하면 Table 2와 같다. 모든 해석조건에서 최대 등가응력 값은 재료의 항복 값인 21 kgf/mm² 보다 낮은 결과를 나타내었으므로, 본 BSP 시트는 가속도 하중조건에서 안전한 설계라 할 수 있다.

4. 피로시험 조건에 의한 강도해석 및 평가

4.1 BSP 시트의 피로시험 규정

피로시험 평가에 대한 규정은 BSP 시트의 설계요구조조건인 Document : JV-934-0017-1의 동적시험조건에 근거하였는데, 정리하면 다음과 같다.

- 수직방향으로 1.3 Hz로 40mm를 7시간동안 가진
- 수평방향으로 0.44 Hz로 50mm를 7시간동안 가진
- 이때, 시트에는 75 kg의 승객이 착석한 조건 (예: dummy)을 동시에 적용
- 시험시 외적 환경요인으로 소음이 없어야 하며, Backside의 온도는 37°C를 유지

4.2 수치해석적 방법에 의한 피로평가

동적 하중조건을 정적인 하중조건으로 변환하기 위해 다음과 같은 조화주기진동의 변위와 진동수에 대한 관계식으로부터 수직하중조건과 수평하중조건을 얻을 수 있다.⁶⁾

먼저, 조화 주기진동의 변위와 진동수에 관한 방정식을 정리하면

$$x = A \sin \theta = A \sin \omega t \tag{4.1}$$

위의 식을 시간에 대해 미분하면, 속도에 대한 방정식을 얻어낼 수 있다.

$$v = \frac{dx}{dt} \approx A\omega \cos \omega t \quad (4.2)$$

또한 위의 식을 시간에 대해 다시 미분을 하게 되면 가속도에 대한 방정식을 얻는다.

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = -A\omega^2 \sin \omega t \quad (4.3)$$

여기서,

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad f: \text{Frequency}[\text{cycle/sec}] \quad (4.4)$$

결국,

$$a = -x\omega^2 = -x \cdot (2\pi f)^2 \quad (4.5)$$

으로 정리되며, 식으로부터 일정한 주기를 갖는 반복 피로시험의 수직 또는 수평하중에 하중조건을 얻어낼 수 있다.

BSP 시트의 설계요구조건에는 75 kg의 승객이 착석한 상태에서 시트 구조가 받는 피로 시험 조건이므로, 최대부하에 대하여 다음과 같이 정적인 하중 조건을 고려할 수 있다.

$$|F| = |ma| = |-mx \cdot (2\pi f)^2 \quad (4.6)$$

따라서, 식 (4.6)에 의하여 더미가 시트 구조에 미치는 수직하중과 수평하중을 정리하면 다음과 같다.

$$\text{수직하중} : F_{ver} \approx 0.200 \text{ kg} \cdot \text{mm}/\text{msec}^2$$

$$\text{수평하중} : F_{hor} \approx 0.029 \text{ kg} \cdot \text{mm}/\text{msec}^2$$

본 수치해석에서는 각각의 수직 또는 수평 가속도조건 하에서 더미에 의하여 시트 구조에 미치는 하중을 부가하였는데, 사람이 좌석에 착석 시 heap point를 기준으로 수평방향에 대해서는 시트등받이 방향으로, 수직방향에 대해서는 좌석의 하부방향으로 분포시켜서 실제 좌석에 착석한 상태와 유사한 하중조건이 되도록 하였다.

BSP 시트의 피로시험 평가 규정중 수직하중조건인 경우, 해석결과 최대 등가응력은 Fig. 5와 같이 base frame에서 약 0.96 kgf/mm²이 발생하였다. Base frame의 재료는 ALDC8-T5로 인장강도 26 kgf/mm²인 알루미늄 합금이며 S-N선도는 Fig. 6과 같다.^{7,8)}

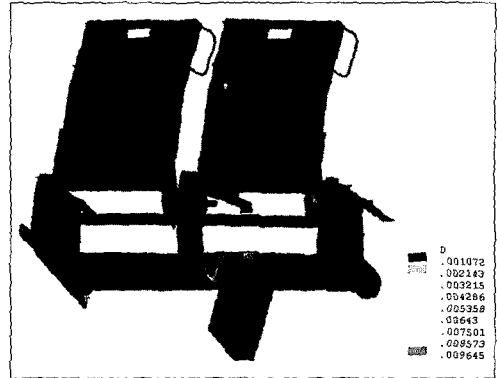


Fig. 5 Von-mises stress result at vertical direction loading condition

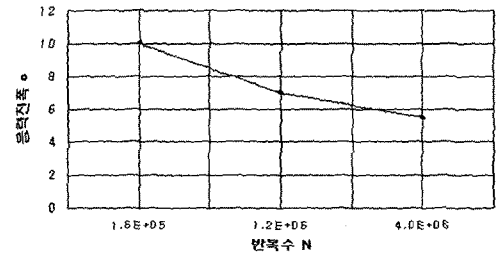


Fig. 6 S - N curve of the base frame material

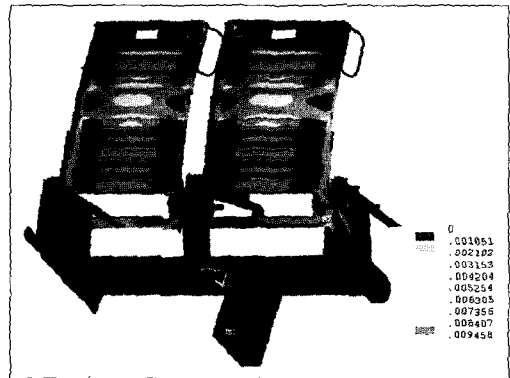


Fig. 7 Von-mises stress results of longitudinal direction loading condition

그런데 수직하중은 1.3 Hz로 7시간동안 가진하는 조건이므로 총 반복수는 32,760회이며, 이에 대한 응력진폭 5.7kgf/mm²와 발생한 등가응력 0.96 kgf/mm²을 비교하면 피로강도상 문제가 없는 안전한 설계라고 평가된다.

수평조건에 대한 해석결과 약 0.94 kgf/mm²의 최

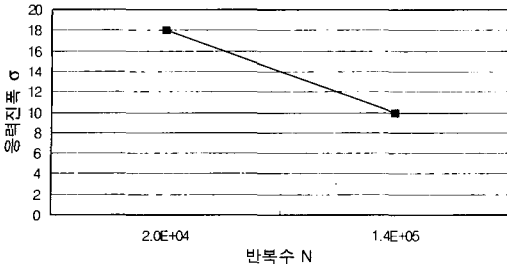


Fig. 8 S - N curve of the hinge bracket material

대 등가응력이 hinge bracket에 발생하였으며, hinge bracket의 재료는 인장강도 39 kgf/mm²인 STS 304이며 S-N곡선을 이용하여 마찬가지로 피로평가를 수행하였다.^{7,8)} 수평가속도 조건에서의 피로시험평가 규정은 0.44 Hz로 7 시간 동안 가진 하는 것이므로, 총 반복수는 11,088회이며 이 때의 응력진폭은 10.0 kgf/mm²이므로 전혀 피로 강도상의 문제가 발생하지 않을 것으로 평가된다.

5. 정적 하중조건에 대한 강도해석

5.1 Static Loading 조건에 대한 규정

Static loading 조건은 UIC 566 OR에 근거하며, 각 위치에 하중을 부하조건 시 국부적인 변형이 발생하지 아니하여야 하며, 위치를 변화시키며 반복적

Table 3 Loading conditions of the static test

Force	Load(1)	Value(N)
F1&F1'	Backrest의 평평한 부위 가운데 380×800 mm 영역에 부하	1,200
F4	Seat cushion의 전방부에 부하	1,500
F6	Armrest 끝단부의 위치부하	1,700

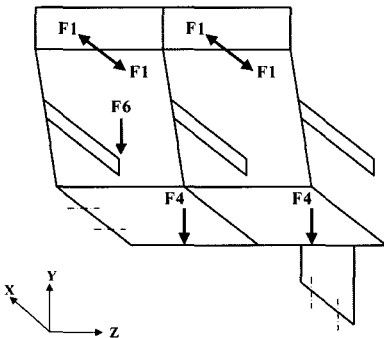


Fig. 9 UIC regulations of the static test

으로 실험을 수행한다. Table 3은 각 위치별 static test의 하중조건을 나타낸다.

5.2 정적강도 해석

정적 강도해석은 하중조건 표에 의거 각 위치별 하중을 개별적으로 적용한 경우와, F1과 F4방향의 하중조건이 동시에 적용한 경우에 대하여 해석하였다.

해석결과 backrest(F1, F1')에 하중을 부하 하는 조건과 backrest(F1, F1')와 cushion(F4)에 동시에 하중을 부하 하는 복합 하중조건 시 최대 응력 값은 재료의 항복수준을 초과하는 결과를 나타내었다. 또한, armrest(F6)의 하중조건에서는 재료의 항복을 발생시킬 수 있는 수준의 최대 등가응력이 발생함을 알 수 있었다. 따라서, 이러한 국부적인 취약부의 구조 개선이 반드시 필요하다. 정적하중조건에 대한 해석결과는 Table 4에 정리하였고, 주요 취약부의 등가응력 분포는 Fig. 10~Fig. 13과 같다.

Table 4 Results of the static analysis

하중 조건	최대 등가응력 [kgf/mm ²]	위치	재료	항복강도 [kgf/mm ²]
F1	25.8	Side hinge bracket	SS41	25
F1'	25.8	Side hinge bracket	SS41	25
F4	10.4	Pedestal	STS304	21
F1,F4	25.7	Side hinge bracket	SS41	25
F1',F4	25.9	Side hinge bracket	SS41	25
F6	34.8	Armrest	ALDC8-T5	인장강도 28.8

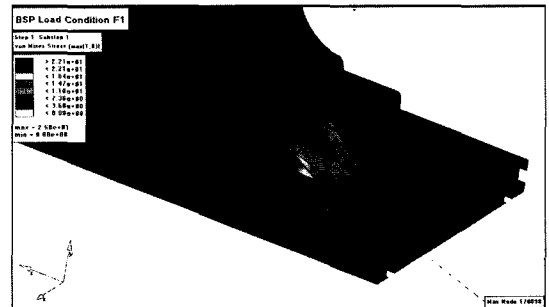


Fig. 10 Von-mises stress result at the F1 loading condition

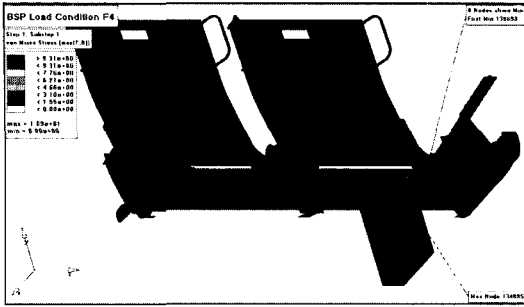


Fig. 11 Von-mises stress at the F4 loading condition

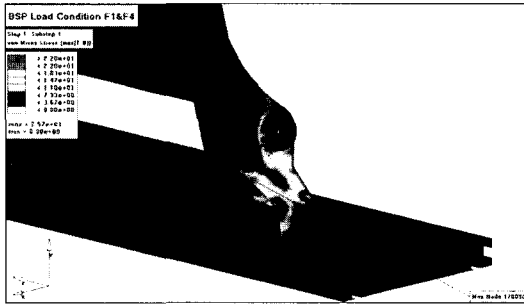


Fig. 12 Von-mises stress result at the simultaneous loading condition(F1 and F4)

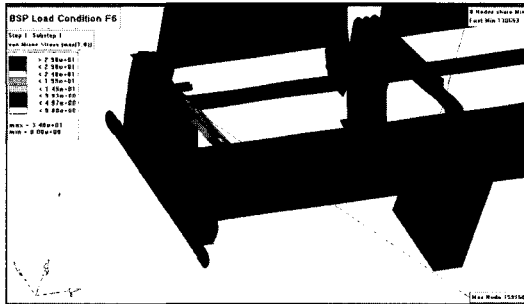


Fig. 13 Von-mises stress result at the F6 loading condition

5.3 취약부의 설계개선

설계에서 요구하는 강도조건을 만족시키기 위해서는 고강도의 재료를 사용하든지 구조의 치수를 변경하여야 취약부의 개선이 가능하다.

그러나 설계 변경이 제조상의 난점이나 공정수를 증가시키면 비용 상승 문제를 유발할 수 있으므로 합리적인 설계변경은 전체 모델의 크기와 기능을 충분히 살리면서 최소한의 설계변경으로 설계요구조건을 만족시키는 방향이 바람직하다.

정적해석 결과로부터 F6의 하중조건 시 최대 등가응력발생부인 armrest의 재료는 ALDC8-T5로 인

장강도가 약 28.8 kgf/mm²인 알루미늄합금이다. 그러나, 정적강도해석 결과 약 34.8 kgf/mm²의 최대 등가응력의 발생으로부터 부재의 영구변형을 일으킬 수 있으므로, armrest의 설계보완이 반드시 필요하다. Fig. 14는 armrest의 단면 형상을 나타낸 그림이다.

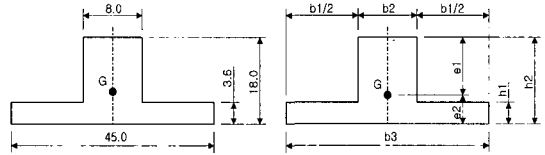


Fig. 14 The section of armrest

Fig. 14로부터 armrest의 단면계수는 인장 축 단면계수 Z_1 과, 압축 축 단면계수 Z_2 를 다음과 같이 구할 수 있다.⁹⁾

$$Z_1 = \frac{I}{e_1} \quad (5.1)$$

$$Z_2 = \frac{I}{e_2} \quad (5.2)$$

이다. 여기서 I , e_1 , e_2 는 다음과 같이 구해진다.

$$I = \frac{1}{3} (b_3 e_2^3 - b_1 h_3^3 + b_2 e_1^3) \quad (5.3)$$

$$e_2 = \frac{b_1 h_1^2 + b_2 h_2^2}{2(b_1 h_1 + b_2 h_2)} \quad (5.4)$$

$$e_1 = h_2 - e_2 \quad (5.5)$$

부재형상을 고려하면 최대 굽힘응력은 인장축에서 발생하므로,

$$\sigma = \frac{M}{Z_1} \quad (5.6)$$

$$M = \sigma \times Z_1 \quad (5.7)$$

이고, I , e_1 , e_2 는 다음과 같이 구해진다.

$$e_2 = \frac{37 \cdot 3.6^2 + 8 \cdot 18^2}{2(37 \cdot 3.6 + 8 \cdot 18)} \approx 5.54 \text{ mm}$$

$$e_1 = 18 - 5.54 \approx 12.46 \text{ mm}$$

$$I \approx 7619 \text{ mm}^4$$

또한, 구해진 수치를 식 (5.1), (5.2)에 대입하여 취약부의 단면계수를 구하면,

$$Z_1 = \frac{I}{e_1} = \frac{7619}{12.46} \approx 611.5 \text{ mm}^3$$

$$Z_2 = \frac{I}{e_2} = \frac{7619}{5.54} \approx 1375.3 \text{ mm}^3$$

이다.

한편 최대 굽힘응력이 발생하는 지점은 끝단으로부터 140mm에 위치하고 있고, 작용 하중은 1,700 N 이므로 이 지점의 굽힘 모멘트를 구하면

$$M = P \times l = 170 \times 140 \approx 23800 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

이다. 구해진 모멘트를 식 (5.6)에 적용하여 인장측에 대한 굽힘응력을 계산하면 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M}{Z_1} = \frac{23800}{611.5} \approx 38.92 \text{ kgf/mm}^2$$

이것은 재료의 탄소성을 고려한 실제 FEM 해석의 결과인 34.8 kgf/mm²과 약 10.5 %의 오차가 발생한다. 이러한 오차의 원인은 3차원적으로 구성된 기하학적 형상을 단순화하고 탄성 보 이론을 적용하였기 때문이다.

보 이론을 적용하여 예측한 취약부 응력값이 항복응력 이하가 되기 위해서는 armrest 부재의 단면 계수가 다음 조건을 만족시켜야 한다.

$$28 \text{ kgf/mm}^2 \geq \frac{23800}{Z_1} = \frac{M}{Z_1}$$

즉,

$$Z_1 \geq 850 \text{ mm}^3$$

이어야 된다.

Side부는 설계수정에서 side 모서리부분의 치수 변경이 승객에게 불편을 야기하여서는 안되므로, 단면의 제작 측면에서 형상을 크게 변화시키지 않고 단면계수를 높일 수 있는 방안으로서 단면 상부 볼록 형상의 치수를 변경시킨다. 볼록한 부분의 b2의 치수를 기존의 8mm에서 13mm로 증가시키고 단면계수를 계산하여 위의 조건에 적합한지를 검증하였다. 구체적인 단면의 형상과 치수는 Fig. 15에 나타내었다.

식 (5.1)~(5.5)로부터 아래형상에 대한 단면계수를 산출해 보면,

$$e_2 = \frac{32 \cdot 3.6^2 + 13 \cdot 18^2}{2(32 \cdot 3.6 + 13 \cdot 18)} \approx 6.625 \text{ mm}$$

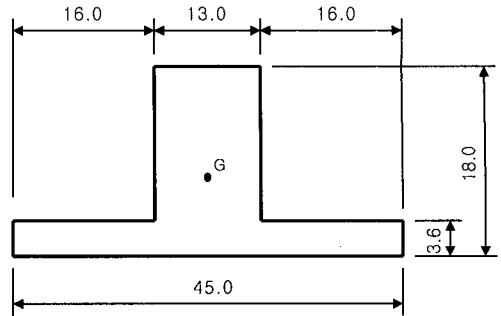


Fig. 15 The section dimension modification of the armrest

$$e_1 = 18 - 6.624 \approx 11.375 \text{ mm}$$

$$I = 10444.25 \text{ mm}^4$$

$$\therefore Z_1 = \frac{I}{e_1} = \frac{10444.25}{11.376} \approx 918.155 \text{ mm}^3$$

단면계수는 앞에서 언급한 $Z_1 \geq 850 \text{ mm}^3$ 조건에 만족한다. 따라서 위의 형상으로부터 굽힘에 대한 응력을 산출하면,

$$\sigma = \frac{M}{Z_1} = \frac{23800}{918.155} \approx 25.92 \text{ kgf/mm}^2$$

결과적으로 기존의 설계와 비교해보았을 때, F6의 하중조건에서 부재에 영구변형이 발생하지 않는다는 결론을 얻을 수 있었다. 이러한 결과를 근거로 안전율의 측면에서 보면,

$$S = \frac{\sigma_u}{\sigma_w} = \frac{28.0}{25.92} \approx 1.08$$

이며, 이것은 UIC 566 OR의 3.2절에서 non-welded parts는 1.0, welded areas는 1.1 이상으로 규정되어 있는 safe factor조건을 만족시킨다.

최종적으로 이론적 방법에 의해 Fig. 15와 같이 armrest의 단면형상을 수정한 모델을 해석적 방법을 통하여 검증하였다. 해석결과 최대응력 발생위치는 동일하나 약 27.5 kgf/mm²로 영구변형이 발생하지 않는 수준이었다.

한편 정적하중조건에서의 취약부인 side hinge bracket는 평가항목 중 F1과 F4 그리고, F1'와 F4'를 동시에 적용한 복합하중 조건에서, 최대 등가응력이 약 25.7 kgf/mm², 25.9 kgf/mm² 발생하였다. 이는 Side hinge bracket의 재질인 SS41의 항복 25 kgf/mm²(KS-D 3503) 보다 4% 정도 높은 결과로 side

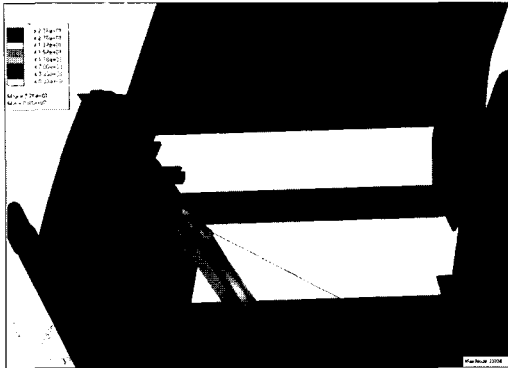


Fig. 16 Von-mises stress result of the armrest which was modified in section dimension at the F6 loading condition



Fig. 17 Von-mises stress result at the simultaneous loading condition(F1 and F4)

Table 5 Results of the static analysis after the design modification

하중 조건	최대 등가응력 [kgf/mm ²]	위치	재료	항복강도 [kgf/mm ²]
F1	24.9	Side hinge bracket	SS41	25
F1'	24.9	Side hinge bracket	SS41	25
F4	10.4	Pedestal	STS304	21
F1,F4	24.8	Side hinge bracket	SS41	25
F1',F4	24.9	Side hinge bracket	SS41	25
F6	27.5	Armrest	ALDC8-T5	인장강도 28.8

hinge bracket부의 판 두께를 4% 이상 증가시키는 것이 필요하다. 그러나 일반적으로 판재의 두께는 특수한 목적을 제외하고는 기존의 규격을 활용하므로, 본 연구에서 설계보완을 위하여 적용한 side

hinge bracket 판 두께 4.75mm 이상의 재료를 사용함이 타당하다. 종합적으로 설계보완 후 정적하중 해석결과를 정리하면 Table 5와 같다.

6. 결론

기존선 고속화 철도 차량용 BSP 시트 프레임의 강도해석 및 평가에 관한 연구를 수행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

1) 가속도 조건의 강도계산

Bombardier의 설계 요구사항 중 Document JV-934-0017-1의 Section 6.1.2 Accelerations 항목에 대하여 구조해석을 수행하였다. 해석결과 BSP 시트는 복합가속도 조건에서 pedestal 하부에서 최대 등가응력 13.8 kgf/mm²를 나타내었으나, 이것은 STS304 재료의 항복응력인 21 kgf/mm² 초과하지 않으므로 설계요구조건을 만족하였다.

2) 피로시험 조건에 대한 강도 해석

Document JV-934-0017-1의 Section 6.2 Fatigue test of the seat 항목에 대한 구조해석을 수행하였다. 해석결과 수직방향 가속도 조건에서 발생하는 최대등가응력은 base frame에서 약 0.96 kgf/mm²이었고, 수평진동조건에서는 hinge bracket에서 약 0.94 kgf/mm²이었다. 이러한 수준의 반복응력은 해당재질의 피로한도를 현저히 밑도는 것으로 안전한 설계라 평가된다.

3) 정적하중 조건에 대한 강도 해석

설계사양인 UIC 566 OR의 Section 4.2.1.3 Seats 규정에 대하여 구조해석을 수행하고 평가하였다. 평가항목 중 F1과 F4 그리고, F1'와 F4를 동시에 적용한 복합하중 조건에서, 최대 등가응력은 side hinge bracket부에 25.7 kgf/mm², 25.9 kgf/mm² 발생하였다. 이는 side hinge bracket의 재질인 SS41의 항복 25 kgf/mm²(KS-D 3503) 보다 4% 정도 높은 결과로 side hinge bracket부의 판 두께를 4% 이상 증가시키는 것이 필요하다.

또한, 평가항목 중 F6 하중조건 하에서는 최대 등가응력이 34.8 kgf/mm²로, armrest의 재질인 ALDC8-T5의 인장강도 28.8 kgf/mm²을 초과하므로 국부적인 영구변형의 우려가 있다. 이 부분의 강도문제를 해결하려면 armrest의 치수 중 상부 돌출부의 폭을

현재 8mm에서 13mm로 증가시키면 된다.

References

- 1) J. S. Koo, C. S. Woo, A Study on Structural Design and Evaluation for Automotive Seat Frames, KIMM Research Report, 2000.
- 2) B. K. Chun, J. H. Choi, J. H. Jeong, K. N. Lee, K. M. Shin, "Application of Numerical Analysis for the Seat System Design," Hyundai Motor Company's Review, pp.221-231, 1997.
- 3) H. Y. Lee, J. Y. Lim, H. T. Bom, "The Finite Element Analysis of Car Seat Frame According to The FMVSS Test," Transactions of KSAE, Vol.7, No.6, pp.241-247, 1999.
- 4) BSP Transportation, Technical Specifications of Passenger Seats for High Grade Cars Chinese Railway, Document : JV-934-0017-1, Revision : C, 2000.
- 5) International Union of Railways, Loadings of Coach Bodies and Their Components, UIC Code 566 OR, 1992.
- 6) Singiresu S. Rao, Mechanical Vibrations, Addison Wesley, 1992.
- 7) Chairman of Editorial Committee, Tsuneshichi Tanaka, 金屬材料疲勞強度データ集, Vol.1, The Society of Materials Science, Japan, 1982.
- 8) Chairman of Editorial Committee Tsuneshichi Tanaka, 金屬材料疲勞強度データ集, Vol.2, The Society of Materials Science, Japan, 1982.
- 9) 李元馥 編, 機械設計便覽, 大光書林, 1992.