

전동차 차체 구조물에 대한 구조해석 및 실험에 관한 연구

전 형 용* · 성 낙 원**

A Study on the Structural Analysis and Test of an Electric Car-Body

Hyung-Yong Jeon* and Rak-Won Sung**

ABSTRACT

This investigation is the result of a structural analysis by the finite element method and static loading test for the optimal structural design of an electric railway vehicle made of stainless 301L materials.

We analyzed the stress and displacement of the existing electric car-body structure for predicting the position of concentrated stress, the flow of stress, rigidity to be occurred in the car-body structure when it is subjected to the vertical load.

It was exposed that the side sills and window corners around the bolsters are the weak parts of the electric car-body structure because the bolsters of the electric car-body structure were subjected to the vertical load and dynamic load to be occurred during running.

The flow of stress and the cause of stress concentration in the weak zone were studied in order to prevent the concentration of stress and buckling.

The rearrangement of the structure and the selection of the beam elements were also carried out for optimum design of the structure.

Key Words : Stress concentration(응력집중), Optimum design(최적설계), Buckling (좌굴), Car-body(차체), Under frame(마루골조), Body-bolster(바디볼스터), Side-sill(사이드실)

1. 서 론

산업을 발달됨에 따라 대중교통수단의 중요성이 부각되고 있으며, 나날이 늘어만 가는 자동차로 대도시 도로는 포화상태에 이르러 물류 수송에 막대한 손실을 초래하고

있다. 이런 시점에 복잡한 대중교통을 효과적으로 해소하기 위한 정책의 일환으로 전동차로 대중교통을 흡수한다고 정부가 발표함에 따라, 서울, 부산은 추가선로를, 기타 대도시에서는 신선로를 건설하고 있으므로 전동차 수요가 증가할 것이라고 예상된다.

* 정회원, 한진중공업
** 동아대학교 기계공학과

이렇게 예상됨에 따라, 제작자는 고 부가가치를 창출하기 위하여 새로운 차종과 모델, 경량화 차체를 개발하려고 노력하고 있다.

최근 전동차 설계 경향은 승객에게 쾌적한 승차감을 제공하기 위하여 고급화를 추구하고, 출퇴근 시, 승차인원은 정원을 훨씬 초과하기 때문에 안전율을 고려하여 하중 조건은 가혹하리 만큼 요구하는 반면, 운영비를 절약하기 위하여 경량화를 요구하고 있어 설계허용조건은 그만큼 제한되었다고 할 수 있다.

그러나 국내 제작기술은 1990년대 초반부터 외국의 기술의존에서 벗어나 설계, 제작하고 있고, 그 응용의 초기 단계라고 할 수 있다. 따라서, 이러한 현실을 고려할 때, 요구되는 설계조건을 모두 만족시키는 고품질 차량을 개발하고, 작업방법 개선 등으로 경쟁력을 확보하기 위해서는 최적설계기술의 능력향상이 절실히 요구되고 있다.

약 60톤 전후의 육중한 전동차는 차체 및 승객하중이 차체 바디볼스터(body-bolster)를 통하여 대차에 지지되어 최고속도 100km/h로 주행하고 있고, 주행 중에 대차와 선로상태에 따라, 롤링(rolling), 피칭(pitching), 요잉(yawing), 헌팅(hunting), 사행동과 같은 운동을 하면서 동하중을 발생시키기 때문에 전동차 차체 지지부분은 지속적으로 반복피로하중을 받는다.

이런 하중을 받는 차체 지지부와 응력집중 부분은 차체 수명을 결정할 뿐만 아니라, 최적설계 측면에서도 가장 중요한 부분이기도 하다.

본 연구는 일본에서 개발된 스텐레스 차량을 모방하여, 국내에서 개량 설계한 스텐레스 301L 재질 차체에 대하여 연구한 것이다. 기존 차량에 사용된 스텐레스 301L 재질은 인장 및 항복강도가 현저히 증가되었다는 장점이 있는 반면에, 재질특성상 열에 취약하다는 단점을 내포하고 있다. 이러한 장단점을 고려하여 하중이 직접 작용하는 마루골조는 전 용접이 가능하고 열에 강한 용접 구조용 인후성 열간압연강재(SMA 50B)를 사용하였고, 나머지 부분(측면, 단면, 지붕골조와 외판)은 스텐레스 301L 재질을 사용하였다. 스텐레스 재질의 골조결합방법은 결합강도가 다소 떨어지지만 열에 취약하다는 단점을 보완하기 위하여 급형 가공품인 보강재를 사용하여 점 용접으로 결합하였고, 외판에는 강성을 증가시키기 위하여 비드(bead) 성형 가공하여 기본 골격을 구성하였다.

이러한 구조는 스텐레스 301L 고 강도 재질을 이용하여 차체 경량화를 이루고, 작업방법 개선으로 제작시수를 줄이는 등 최근 요구되는 설계 목적을 어느 정도 달성할

수 있었으나, 지지부의 취약부와 중앙부의 여유부에 획일적으로 등가강성을 가진 요소로 설계되었기 때문에 불필요한 재료 손실과 국부적인 문제점을 야기하고 있다.

본 연구는 이러한 문제점이 발생하는 원인을 밝혀내고, 지지부를 구성하는 요소와 수직하중의 영향을 크게 받는 주요 요소들을 면밀히 분석함으로써 스텐레스 301L 재질의 전동차 차체에 대하여 최적설계를 이루고자 하였다.

전동차 차체 설계는 하중조건, 출입문 및 창문배치, 기기 배치, 실내설비배치 등을 고려하여 설계되지만, 차체 거동특성과 응력흐름도 이런 요소와 더불어 기본설계를 결정하는 중요한 요소이며 또한, 최적설계에 지대한 영향을 미치는 요소이다.

설계과정에서 거동특성과 응력흐름을 정확히 예측할 수 있다면 응력집중을 피할 수 있도록 골조를 배치하고, 발생하는 응력에 상응하도록 적당한 강성을 가진 골조요소를 사용함으로써 더욱 큰 효과를 얻는 최적설계를 할 수 있을 것이다.

이를 위하여 본 연구에서는 기존 전동차의 거동특성과 응력흐름을 분석하고 응력집중의 원인을 규명하여 얻은 본 연구결과를 향후 차체 설계 시, 기초자료로 활용하고자 하였다.

본 연구는 기존 전동차를 대상으로 구조해석 및 실험을 수행하여 변위와 응력을 해석하였고, 차체 최적설계에 영향을 끼치는 지지부와 응력집중부의 효과적인 응력분산 및 좌굴방지를 위하여 지지부와 응력집중부를 이루는 요소들의 거동특성과 응력흐름을 분석하여 응력집중을 차단할 수 있는 전동차 차체구조의 최적설계에 대하여 연구하였다.

2. 유한 요소 해석

2.1 형상 및 재질특성

대도시 빈번한 대중교통을 수용하기 위해 제작된 전동차의 운행상 특징은 에너지 소모량이 많고, 역간 거리가 짧고, 승객이 자주 승하차하며, 출퇴근 시와 평상시의 승객 수 차이로 인하여 하중 변화가 아주 심하다는 것이다. 특히 러시 아워(rush hour)시에는 정원의 300%이상까지 승차하기도 한다.

이러한 조건에도 불구하고 전동차 기능을 만족시키기 위하여 Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 측면에 4개의 출입문과 출입문 사이에 각각 1개씩 창문을 배치하고 있어서 강도 및 강성 상, 아주 취약한 구조로 되어 있다. 이는 큰

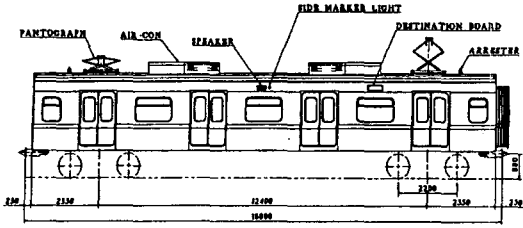


Fig. 1 General arrangement of the electric car-body

거리 교통을 효과적으로 수용하고 승객을 신속히 승하차시켜야 하는 기능을 만족시키기 위한 것이다.

본 해석 모델의 제원은 Table 1과 같으며, 전동차의 마루골조는 전체 수직하중을 공기 스프링을 통하여 대차에 전달하는 바디볼스터(body-bolster)와 전후하중을 흡수하여 연결장치의 충격력을 다른 차체 요소에 분산시키는 아주 강한 경사골조와 보강판으로 구성된 센터실(center-sill), 전장품과 승객하중을 직접 지탱하는 사이드실(side-sill)과 크로스빔(cross-beam)으로 구성되어 있다. 이들은 하중을 지탱하는 중요한 요소이므로 용접구조용 인후성 열간 압연강재(SMA 50B), 두께 4.5mm~12mm를 사용한 전 둘레 용접 구조물로 구성되어 있다.

측면, 단면, 지붕골조는 일반적으로 마루골조보다 훨씬 약한 개 단면 기둥과 보로 이루어져 있다. 이들은 측면과 지붕골조를 연결하는 캔트레일(cant-rail)과 측면, 지붕, 단면골조를 연결하는 코너 포스트(corner post)와 아치레일(arch-rail)로 조합되어 차체를 구성한다. 이렇게 형성된 차체는 단면관성모멘트를 증가시키고, 실내설비, 옥상 기기를 고정시키는 등 기능을 만족시키고 있다. 따라서, 이들 골조들은 기능을 우선적으로 고려하여 강도를

Table 1. Dimension of the electric car-body

Item	Dimension(mm)	Remark
Length of car-body	17,500	
Width of car-body	2,750	
Height of car-body	3,600	
Length between bogie center	12,400	
Height of floor	1,150	from top of rail

Table 2. Material properties of the electric car-body

Material	T-S (σ_t) (kg/mm ²)	Y-S (σ_y) (kg/mm ²)	Elastic modulus (E) (kg/mm ²)	Elongation(%)	Poisson's ratio(ν)
SMA 50B	50-62	37	2.1×10^4	15	0.3
SUS 301L-H	95	70	1.93×10^4	20	0.3
SUS 301L-1/2H	77	42	2.18×10^4	35	0.3
SUS 301L-1/4H	70	35	2.18×10^4	40	0.3
SUS 301L-L	56	22	2.04×10^4	45	0.3

만족시키고, 제작이 용이한 스테인레스 301L, 두께 1.5mm를 사용한 점 용접 구조물로 구성되어 있다. 이에 사용된 재질 특성은 Table 2와 같다.

2.2 모델링

본 구조물은 다양한 단면형상의 골조와 외판을 가진 전후, 좌우 대칭구조로 이루어져 있기 때문에 전체 직각 좌표계를 이용하여 X축을 차체 길이 방향, Y축을 높이방향, Z축을 폭방향으로 선정하여 차체 길이방향을 중심으로 절반을 모델링 하였다. 차체의 기본을 이루는 골조는 3차원의 축응력과 굽힘응력을 산출하고자 3-D 테이퍼 빔(tapered beam) 요소를, 외판은 막응력과 굽힘응력을 고려하여 6자유도를 가진 삼각형과 사각형이 혼합된 단성 평판요소를 사용하였다.

골조결합방법은 결합효율을 증가시키기 위하여 금형 가공품인 가세트(gusset)를 이용하여 24mm 간격으로 48 포인트를, 골조와 외판 결합은 80mm 간격으로 점 용접으로 결합되어 있으나, 본 모델에서는 절점수 과다를 방지하기 위하여 골조가 완전 결합된 것으로 간주하였다. 또한, 창문 모서리부의 반경 78mm로 모따기한 부분도 라운딩(rounding)을 고려하지 않고 모델링하였다. 이렇게 하여 발생한 절점수는 7175개, 빔(beam)요소는 3547개, 평판요소는 6040개이며 Fig. 2와 Fig. 3에서 나타내고 있다.

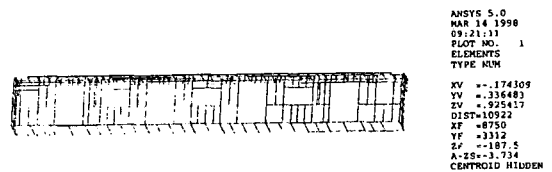


Fig. 2 All the beam elements of the electric car-body

2.3 경계조건

구속조건은 Fig. 3과 같이 시험 조건과 유사하게 4개의 공기 스프링에 의하여 지지되는 차체 전위 바디볼스터에 수직 병진 변위 DY값을 0로, 후위 바디볼스터에 전후, 수직 병진 변위 DX와 DY값을 각각 0으로 구속하였고, X축을 중심으로 차체가 대칭이므로 X-Y평면($z = 0$ 좌표)상에 있는 모든 절점에 대해 경계조건을 부과하였다. 또한, 하중조건은 각 하중 값에서 모델 하중을 제외한 나머지 하중을 시험조건과 동일하게 마루골조에 등분포 하중으로 부과하였다.

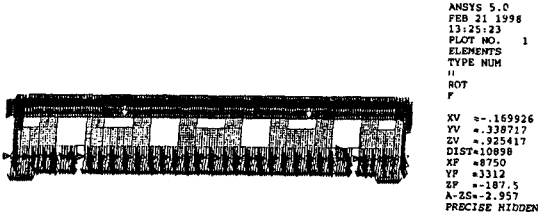


Fig. 3 All the elements & the boundary condition of the electric car-body

2.4 해석 결과와 고찰

2.4.1 변위 해석

등분포 하중을 받는 단순 내다지보 형태의 구조물은 일반적인 보의 거동을 하는데 특히, 사이드실은 Fig. 4에서 나타낸 바와 같이 이런 특성을 대표적으로 나타내며 거동하고 있다.

Fig. 5는 정하중 시험 시, 다이얼 게이지(dial gauge) 설치위치의 변위를 나타내고 있으며 중앙점의 최대변위는 44.75톤의 정하중을 받을 때, 9.63mm이다. 이 값은 차량제작 시 역캠버가 발생되지 않도록 규정된 양지지점 간 거리의 1/1000인 12.4mm보다 적은 양이고, 출입문과 창문의 과부하를 방지할 수 있으며, 차량 설계 시, 고려되어야 하는 강성값 범위에내므로 본 해석결과의 변위와 강성 값은 전체적으로 만족스럽게 생각되나, 국부적인 문제점을 안고 있다고 볼 수 있다.

Fig. 6은 출입문 포스트(post)가 위치하는 사이드실의 변위를 나타내고 있으며, Fig. 4에서 나타낸 바와 같이 측면에 일정한 간격으로 출입문이 있기 때문에 굽힘 강성값(BI)의 저하로 급격한 처짐이 발생되고 있다. 이와 같이 차체 단면 전체가 골조로 이루어진 단면은 처짐각과 처짐량이 적게 발생되고, 출입문이 위치한 단면은 급격히 처져 마치 계단이 형성된 것처럼 변위가 발생되고 있다.

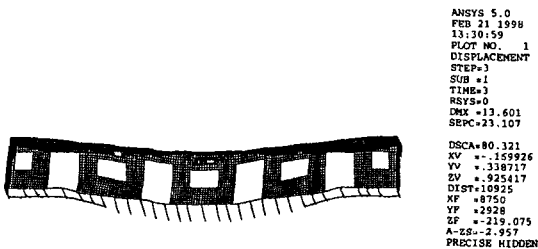


Fig. 4 Deformed shape of the electric car-body

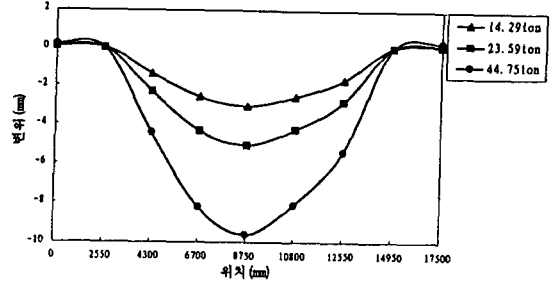


Fig. 5 Side sill displacement at dial gauge location

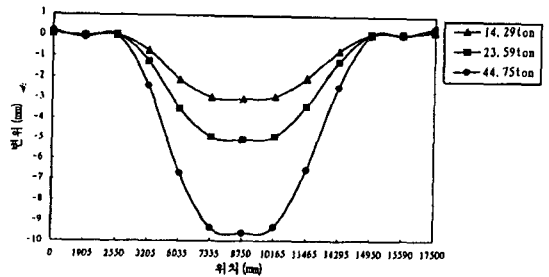


Fig. 6 Side sill displacement at door post location

2.4.2 응력해석

응력해석 결과는 본 구조물의 중요 부재인 바디볼스터와 교차되는 사이드실의 범요소 응력과 지지점 안쪽에 위치한 양 창문의 평판요소 응력을 중심으로 산출하였다.

범요소의 응력은 지지점과 단면 2차 모멘트가 급격히 저하되는 3번째 출입문이 위치하는 곳에서 고응력이 발생되며, 응력 값은 44.75톤의 정하중을 받을 때, 지지점에서 -13.82kg/mm^2 , 3번째 출입문에서 5.35kg/mm^2 이다.

평판요소의 응력은 Von-Mises 등가응력 (σ_{eqv})과 Rankine의 주응력에 의한 항복이론으로 평가하기 위하여 등가응력 (σ_{eqv})와 주응력 (σ_1, σ_3)으로 나타내었다. 최대등가응력 (σ_{eqv})은 전위 좌하부 창문 모서리에서 19.07kg/mm^2 , 최대주응력 (σ_1)은 전위 좌상부에서 20.35kg/mm^2 , 최소주응력 (σ_3)은 후위 우상부 창문 모서리에서 -17.56kg/mm^2 이 산출되었으며, 전위 창문의 이들 응력은 Fig. 7~9, 후위창문의 응력들은 Fig. 10~12에서 자세히 나타내었다.

Fig. 4에서 나타낸 바와 같이 등분포 하중을 받는 차체 구조물은 지지점을 중심으로 각 양단에서는 미소량의

변위가 발생되어 창문틀과 외판 변형이 거의 없고 또한, 응력도 거의 발생하지 않는다. 중앙점 부근에서는 최대 굽힘모멘트가 작용되지만 전단력이 0이고, 단면관성모멘트도 지지점 보다 크기 때문에 양지지점 부분의 창문 보다 훨씬 적게 변형되고 있다고 생각된다. 그러나 지지점에 인접한 창문은 반력에 의한 모멘트와 최대 전단력이 작용될 뿐만 아니라, 출입문과 창문으로 인하여 Fig. 7~12에서 나타낸 바와 같이 큰 전단변형을 일으켜 대칭적으로 최대, 최소응력을 발생시키고 있다고 판

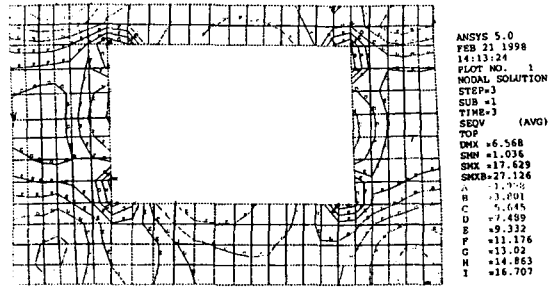


Fig. 10 Equivalent stress (σ_{eqv}) of the rear window

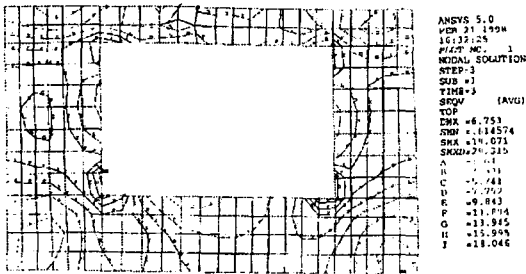


Fig. 7 Equivalent stress (σ_{eqv}) of the front window

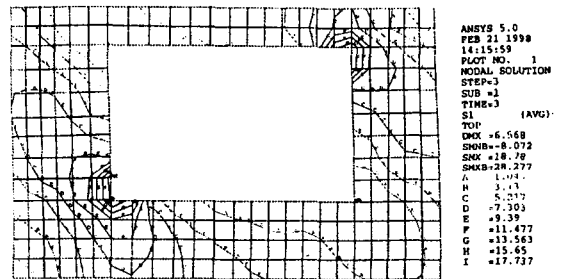


Fig. 11 Principal stress (σ_1) of the rear window

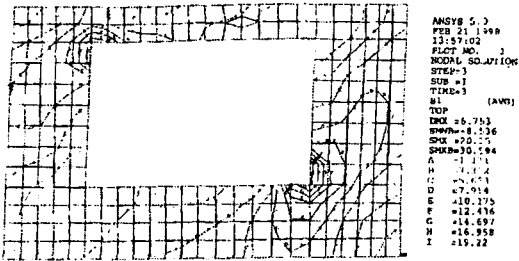


Fig. 8 Principal stress (σ_1) of the front window

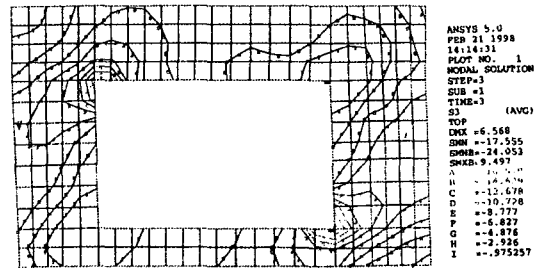


Fig. 12 Principal stress (σ_3) of the rear window

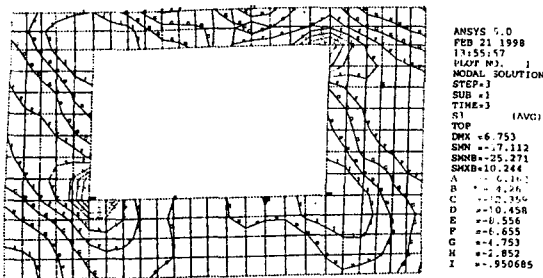


Fig. 9 Principal stress (σ_3) of the front window

단된다.

2.4.3 해석 결과에 대한 고찰과 제언

본 구조물에 대한 변위와 응력해석 결과, 거동특성과 응력집중 발생부위를 예측 가능하게 되었고, 이러한 현상을 이해하고 분석해보면 최적 설계안을 도출할 수 있을 것으로 생각된다.

변위와 응력해석 결과에서 밝혀진 바와 같이 지지점 안쪽에 바로 인접한 출입문과 창문에서 급격한 처짐과 응력 집중이 발생되고 있다. 이것은 지지점 반력에 의한 최대

전단력과 하중에 의한 굽힘 모멘트가 증첩될 뿐만 아니라, 그 위치에서 단면관성모멘트 값이 최소이기 때문에 발생한 것이라고 생각된다. 이런 현상을 최소화하기 위해서는 지지점의 위치변경이 효과적이라고 생각되지만, 이 방법은 기능적인 측면과 차량을 구성하는 다른 장치에 관련되어 있기 때문에 이를 설계변수로 채택하여 변화시키는 것은 매우 어렵다.

그러나 차체를 구성하는 요소들의 강성과 출입문 및 골조위치 등을 설계변수로 채택하는 것은 가능하므로 취약부와 여유부가 상당 굽힘 강성을 갖도록 해야한다.

따라서, 여유부는 굽힘 강성의 영향을 받는 요소들의 재료두께와 단면형상을 축소시키거나, 골조 배치간격을 넓히면 여유부의 강성은 줄어들고 골조 수량감소 효과를 내어 자재비와 제작비를 절감할 수 있을 것이라고 판단된다. 그리고 취약부의 강성을 증가시켜야 되므로 구체적인 방법은 다음과 같다.

지지점의 사이드실을 관성모멘트가 부족한 창문 끝 부분까지 2중 사이드실(즉, 기존 사이드실 안쪽에 보강 사이드실(PL t6×150×100×100) 삽입)로 보강하고, 출입문 위치를 차량 단부 쪽으로 약간만(약 300mm) 이동시켜 지지점과 출입문 중심이 일치하는 것을 피하면 취약부의 관성모멘트를 증가시킬 수 있다고 판단된다.

지붕골조와 측면골조를 연결하는 캔트레일은 두께를 증가시키고 지붕 골조의 2중 곡면을 흡수하는 단면형상으로 개선하면 굽힘 강성이 향상될 것이며, Fig. 2에서 나타난 측면골조의 기둥과 지붕골조의 카라인(car-line)이 어긋나게 연결한 것을 일치시키면 비틀림 강성이 증가되어 지지점에서의 급격한 변위와 집중응력을 현저히 줄일 수 있다고 판단된다.

또한, 창문도 앞에서 언급한 영향으로 창문틀이 직사각형에서 마름모 형태로 변형되어 대각 대칭 방향으로 인장, 압축응력이 발생되고, 지지점에 가까운 좌측 창문 모서리가 우측 창문 모서리 보다 고 응력이 발생되고 있다. 또한, 지지점에 가까운 같은 위치라도 하부가 상부보다 많은 인장응력이 발생하는 것은 상부 골조의 강성 영향을 적게 받기 때문이라고 생각된다.

그러나 본 구조물은 좌하부의 인장응력 보다는 좌상부 압축응력이 문제를 야기시킬 수도 있다고 판단되며, 그것은 바로 좌골이다.

G. H. Bryan이 식(1)과 같이 유도하여 임계 좌굴 응력식을 주장하였으며, 식(2)은 좌굴 계수 K 를 사용한 보다 더 일반화된 좌굴 응력식이다.

$$(\sigma_a)_{cr} = \frac{\pi^2 D}{a^2 t} \left[m + \frac{1}{m} \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right]^2$$

$$= \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{a} \right)^2 \left[m + \frac{1}{m} \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right]^2 \quad (1)$$

$$(\sigma_a)_{cr} = K \frac{\pi^2 D}{b^2 t} \quad (2)$$

$$K = \left(\frac{mb}{a} + \frac{a}{mb} \right)^2$$

- 여기서
- a : Length
 - E : Young's modulus
 - b : Width(the loaded edge)
 - ν : Poission's ratio
 - D : Flexural rigidity of the plate
 - m : Number of half-waves
 - t : Thickness of the plate
 - $(\sigma_a)_{cr}$: Buckling or critical stress
 - K : Buckling coefficient

G. H. Brgan의 임계 좌굴 강도식에 의하면 본 구조물에서 좌굴을 방지하기 위한 최선책은 두께를 증가시키거나 다른 방법으로 평판 강성을 증가시키는 것이다. 따라서 창문 주변의 외판 두께 1.5mm 안쪽에 요철형상을 가진 골조와 외판 보강 기능을 겸한 2중판을 붙여 외판 강성을 증가시키면 좌굴과 집중응력을 효과적으로 분산시킬 수 있다고 판단된다.

3. 차체 구조 실험

3.1 시험편 및 실험장비

본 실험에 사용된 차체 구조물의 제원은 Table 1과 같으며, 구조물의 재질은 고장력강(SMA 50B)으로 된 마루골조와 스텐레스 SUS 301L 재질로 된 측면, 단면, 지붕골조와 외판으로 구성되어 있다. 한편, 실험에 사용된 장비는 Table 3과 같다.

Table 3. Test facility for the static loading

Item	Remark
Universal digital strain measuring system(UCAM-5BTMD)	Stress measurement
Multi-channel automatic scanner(USB-50A)	Stress measurement
JIG	Fixture for test
Dial gauge	Displacement measurement
Strain gauge(uniaxial strain gauge, rosette gauge)	Stress measurement
Weight(10kg, 20kg block)	Block for loading

3.2 실험방법

실험차는 다양한 단면형태의 요소들을 용접으로 결합시켰기 때문에 실험차 초기상태는 용접으로 인하여 강제구속과 잔류응력이 존재한다. 이러한 요인들이 실험결과에 미치는 영향을 제거하기 위하여 최대하중을 부과한 상태로 4시간 경과시킨 후 다시 하중을 부과하여 본 실험을 실시하였다.

실험차는 전후, 좌우방향으로 대칭구조를 이루고 있으므로 스트레인 게이지는 한쪽 대칭면의 고 응력과 응력집중 예상위치를 중심으로 대칭적으로 부착하였으며, 주응력 방향이 뚜렷하다고 인정되는 부분이나 골조에는 단축 스트레인 게이지를, 주응력 방향이 불분명한 부분은 3축 스트레인 게이지(rosette)를 부착하여 정확한 결과를 얻고자 하였다. 또한, 처짐량을 측정하기 위하여 양쪽 사이드실에 대칭적으로 다이얼 게이지를 설치하였다.

지지방법은 4개의 공기 스프링이 위치하는 곳에서 면압을 받도록 지그(JIG)를 부착하고, 지그사이에 롤러를 끼어, 실험차를 견고한 지지대로 지지함으로써 실제조건과 비슷하게 지탱하였다. 하중은 마루골조 위에 자중, 정원, 만차하중 상태를 단계적으로 부과하여 변위와 응력을 측정하였다.

3.3 실험결과

3.3.1 변위 실험 결과

구조시험에서도 처짐량은 두 지지점을 중심으로 양쪽 끝단에서 아래방향으로 처지고, 중앙부에서 최대처짐이 발생한다. 이는 등분포하중을 받는 내다지보 형태의 구조물은 하중에 비례하고 지지점 간의 거리 4제곱에 비례하기 때문이다. 각 수직하중에 대한 처짐량 측정결과는 Fig. 13과 Fig. 14에서 보여 주고 있으며, 각 하중에 대한 중앙점의 최대 처짐량은 3.96mm, 6.64mm, 12.34mm이다.

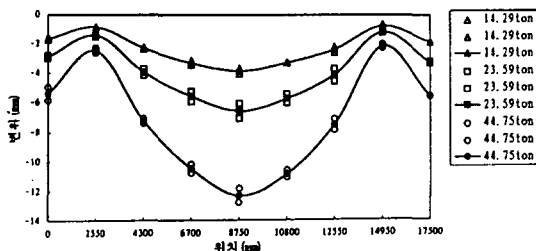


Fig. 13 Side sill displacement of each load (right)

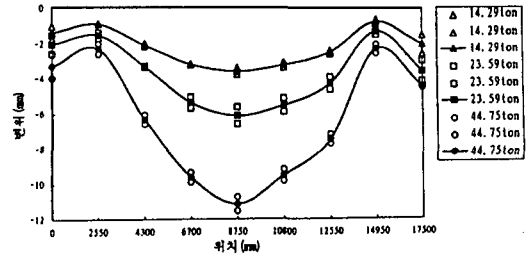


Fig. 14 Side sill displacement of each load (left)

Fig. 13과 Fig. 14에서 알 수 있듯이 각 하중에 따른 처짐량은 하중에 비례하여 좌, 우 대칭적으로 구조물 거동특성을 잘 나타내고 있다. 또한, 중앙점의 최대변위에서 지지점의 변위를 뺀 실제 처짐량은 최고 9.91mm이므로 이는 변위해석결과의 최대처짐값 9.63mm와 거의 일치하고 있다

3.3.2 응력측정 실험결과

응력분포 역시 해석결과와 같이 대칭적으로 잘 나타나고 있으며, 양 지지점 약간 안쪽의 창문 모서리에서 고 응력이 발생된다. 이는 이 위치에서 굽힘 모멘트의 부호가 바뀌는 위치이지만 출입문과 창문의 위치로 인하여 급격한 강성 저하와 지지점 반력에 의한 최대 전단력 작용으로 최대 처짐각이 발생되어 창문틀이 마름모 형태로 변형되기 때문이다.

각 수직하중에 대한 최대응력 값들은 창문틀 4모서리에서 발생되었으며, 3축 스트레인 게이지로 측정된 이들 응력 값은 최대, 최소주응력으로 환산하여 Table 4에 나타내었다. 최대응력은 후위 우하위측⑦에서 15.4kg/mm²이고, 최소응력은 후위 좌하위측⑤에서 -14.8kg/mm²으로 측정되어 유한요소해석 결과 값과는 약 20%정도의 차이가 발생되었다.

Table 4. High stress value of each load at the window corners

		unit : kg/mm ²							
Location 좌측(左)		1	2	3	4	5	6	7	8
14.29		5.10	-4.42	-4.52	4.40	-4.46	4.23	5.05	-4.36
23.59		8.13	-6.90	-7.72	6.83	8.00	6.54	8.36	-6.88
44.75		14.90	-13.12	-14.51	12.52	-14.80	11.62	15.40	-12.55

3.3.3 유한요소해석과 실험결과 고찰

유한요소해석과 실험을 각각 수행한 결과 변위량은 서로 비슷한 결과를 얻었지만 응력값은 20%의 차이가 있음을 알아냈다. 이러한 이유는 다음과 같은 원인에 기인된다고 판단된다.

- 절점수 과다로 창문 모서리부 라운딩(rounding)을 고려하지 않음
- 스트레인 게이지 취부 위치에 한계가 있음 해석과 실험 결과 치의 산출방식이 다름
- 외판과 골조의 점 용접 결합을 해석에서는 완전 결합으로 간주함
- 응력집중의 정확한 예상점 선택이 어려움

또한, 해석 이상화 과정에서 골조의 용접효율이 100%인 완전일체로 모델링된 해석결과는 실험 값과 다소 차이가 있으리라 판단된다.

4. 결 론

본 연구는 전동차 차체 설계시 전동차 골조형상, 배치, 창문 및 출입문의 위치결정, 공정 단순화를 위하여 유한요소법에 의한 구조해석과 실험을 실시한 결과, 응력집중부분이 굽힘모멘트와 전단력, 구조적인 문제로 특정부분에 집중 분포되어 있으며, 거동특성은 지지점의 위치에 관계없이 같은 양상으로 변형되고 있다.

전동차는 지지점인 바디볼스터(body-bolster)를 중심으로 바디볼스터와 교차하는 사이드실(side-sill)과 지지점 측면에 위치한 출입문과 창문의 골조와 외판이 가장 취약한 요소로 밝혀지고, 항상 이곳에서 문제를 야기하고 있다. 따라서, 이러한 거동특성과 취약부분이 예측됨에 따라 기존 스텐레스 차량에 대한 최적설계 방향을 아래와 같이 제시하고자 한다.

1. 지지점 부분의 굽힘 강성이 증가되도록 바디볼스터와 교차되는 부분의 사이드실을 2중 사이드실이나 다른 방법으로 강화시키고, 첫번째 출입문을 단면 쪽으로 이동 배치하여 바디볼스터 중심과 출입문 중심이 일치되는 것을 꾀한다.

2. 창문 모서리 부분의 응력집중과 좌굴현상을 방지하기 위하여 지지점 부분의 출입문 상부골조를 강화시키고,

창문부분의 외판을 골조와 평판의 기능을 겸한 2중 판재로 보강하여 창틀이 마음모 형태로 변형되는 것을 최소화시킨다.

3. 차체 구조물을 구성하는 요소들이 전체적으로 균일한 굽힘 강성을 갖도록 중앙부의 골조단면과 두께를 축소시키거나, 골조 간격을 넓게 한다.

4. 비틀림 강성이 증가되도록 지붕골조의 카라인(car-line)과 측면골조의 포스트(post)를 일치시킨다.

5. 제작공정 단순화와 내장판 취부용 보조골조를 생략하기 위하여 측면 골조의 기둥을 가격이 저렴한 스텐레스 304로 만들고, 내장판을 직접 취부할 수 있도록 두께 및 단면형상 확대시킨다.

6. 측면골조와 지붕골조를 연결하는 캔트레일(cant-rail)에서 지붕골조의 2중 곡면을 흡수하고, 수직 굽힘 강성을 증가시키며, 공기관, 전선관, 형광등을 취부하는 등 골조의 다 기능화로 제작비를 절감할 수 있도록 캔트레일(cant-rail)의 단면형상을 확대한다.

5. 참 고 문 헌

1. 丸山弘志, 景山允男 編著, 鐵道工學, 1st Edition, 丸善株式會社, pp. 6~23, pp. 100~148, 1981.
2. 沖島善入, 鐵道車輛特論, 2nd Edition, 交友社, pp.279~327, 1981.
3. A. C. Ugural, Stresses in Plates and Shells, McGraw-Hill, Inc, pp. 1~26, 1981.
4. Hartley Grandin, Fundamentals of the Finite Element Method, Waveland Press, Inc., pp. 10~46, 1991.
5. 川井忠彦, 有限要素プログラミング, 丸善株式會社, pp.1~47, 1979.
6. O.C.Zienkiewicz, R. L.Taylor, The Finite Element Method, 4th Edition, Vol 1, McGraw-Hill International Edition, pp. 21~43, 1989.
7. Robert D. Cook, Finite Element Modeling for Stress Analysis, John wiley & Sons, Inc., pp17~67, 1995.

8. ANSYS User's Manual for Revision 5.0 Vol III, Swanson Analysis System, Inc., pp. 4.231~4.238, 4.330~4.344, 1993.
9. ANSYS User's Manual for Revision 5.0 Vol IV, Swanson Analysis System, Inc., pp. 14.163~14.170, 14.251~14.256, 1993.
10. J. S. Arora, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill International Edition, 1989.
11. F. Hughes, Ship Structural Design, a Wiley-Interscience Publication, pp. 404~438, 1983.
12. 오세욱, 재료역학 9판, 동명사, pp. 223~261, 1990.
13. S. P. Timoshenko and J. M. Gere, Theory of Elastic Stability, 2nd edition, McGraw-Hill International Edition, pp. 1~45, pp. 348~439, 1963.
14. S. P. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger, Theory of Plates and Shells, 2nd Edition, McGraw-Hill International Edition, pp. 180~228, 1959.
15. S. P. Timoshenko and J. N. Goodier, Theory of Elasticity, 3rd Edition, McGraw-Hill International Edition, pp. 219~277, 1970.
16. S. P. Timoshenko and D. H. Young, Theory of Structures, 2nd Edition, McGraw-Hill International Edition, pp. 5~23, 1965.