

고무차륜 경량전철의 차체 기본설계

Carbody basic design for rubber tired AGT

이호용¹, 홍재성², 정종덕³, 이관섭⁴

Ho-Yong Lee, Jai-Sung Hong, Jong-Duk Jung and Kwan-Sub Lee

Key Words : Rubber Tired(고무차륜), Automated Guideway Transit System(무인운전 경량전철 시스템), Finite Element Analysis(유한요소법)

Abstract

AGT(Automated Guide-way Transit System) was introduced to satisfy the every increasing need for improved urban transportation. The AGT system is classified as medium distance and demand capacity mass transit being introduced for such area with inadequate passenger demand for railway construction but excessive demand for bus service. To decrease initial investment cost it is important that we have to secure the technology system of Light Rail Transit for Korea environment. By utilizing the finite element analysis, the result in this paper is enough to satisfy the strength which is required. Also for the purpose of safety, it is decided the thickness and frame structure of the undeframe section through the analysis. It is known that carbody is no problem for required design conditions.

1. 서론

경량전철AGT(Automated Guideway Transit) 시스템[1]은 지하철과 버스의 중간규모인 시간·방향당 5,000~30,000 명의 수송수요를 처리하는데 적합한 완전무인자동운전되는 첨단도시철도시스템으로 기존의 전동차에 비해 건설비 및 운영비가 저렴하고 도로교통수단에 비해서 정시성, 신속성, 환경친화성이 우수하다.

이러한 장점으로 인하여 국내에서 경량전철 건설을 계획하고 있는 지방자치단체는 많다. 그럼에도 불구하고 경량전철 건설이 지연되고 있는 것은 국내에서 처음으로 도입하는 시스템이기 때문에 오는 막대한 초기 투자비가 장애 요인중의 하나로 알려져 있다.

이러한 초기 투자비를 줄이기 위해서는 시스템기술개발을 확보하여 한국환경에 적합한 경량전철이 필요하다. 그 중 차량은 승객이 직접 이용하는 교통수단이므로 쾌적성 및 안전성을 갖춘 한국형경량전철시스템 기술을 갖추어 대승객 서비스를 향상시켜야 하며, 차량은 통상적인 승객의 수송수요를 만족하여야 할 뿐만 아니라 수송수요를 창출하는 역할도 하여야 한다. 수송수요

¹ 정회원, 한국철도기술연구원 주임연구원

² 비회원, 한국철도기술연구원 선임연구원

³ 정회원, 한국철도기술연구원 선임연구원

⁴ 정회원, 한국철도기술연구원 책임연구원

를 창출하기 위해서는 일반시민이 타고 싶어하는 교통수단이 되어야 하며 이를 위해서는 차체의 단면 및 외부 형상이 매우 중요하다. 본 논문의 목적은 경량전철 차체의 최적설계기술을 확보하여 표준사양[2]에서 제시한 기술적 요구 조건을 만족하고 증대되고 있는 국내의 경량전철 차량의 다양한 수요에 능동적으로 대처 할 수 있도록 하기 위함이다. 또한 차체는 운행중의 모든 작용력에 대해 안정성을 가져야 하고 도시미관에 적절한 차량외형이 되어야 하므로 기본설계시 이를 고려한 설계가 이루어져야 한다. 또한 언더프레임은 하부에 주요 기기들이 장착되므로 하중편심량을 고려하여야 하고 측구조체는 차체에 발생하는 모든 수직력과 모멘트를 감당하는 구조이어야 한다.

2. 차체 개념설계 요구 조건

경량전철 차체 개념설계시 요구조건은 표준사양[2]에서 제시한 기술적 요구 조건을 만족하도록 설계한다.

2.1 선로조건

- 1) 궤간 : 1,740 mm
- 2) 최대 축중 : 9.5 ton
- 3) 최대 구배 : 58 ‰
- 4) 최소곡선반경 : 본선 40 m, 측선 30 m

2.2 하중조건 (1량 기준) 및 승객정원

- 1) 최대승객하중 : 7 ton
- 2) 공차중량 : 12 ton 이하
- 3) 만차중량 : 19 ton 이하
- 4) 승객정원 : 57명(1량기준, 3 명/m²)

2.3 주요치수

- 1) 연결면간 거리 : 9,640 mm(1량 기준)

- 2) 차체 길이 : 9,140 mm(1량 기준)
- 3) 최대 차체폭 : 2,400 mm
- 4) 지붕높이(주행면 기준) : 3,500 mm
- 5) 객실상면 높이(주행면 기준) : 1,100 mm
- 6) 연결기 높이(주행면 기준) : 880 mm
- 7) 대차축간 거리 : 5,300mm
- 8) 출입문간 거리 : 4,800mm

2.4 구조체

알루미늄 합금 재질의 경량 구조체

2.5 대 차

- 1) 대차 형식 : 1축 대차
- 2) 차륜 형식 : 가스주입 고무타이어
- 3) 안내/조향장치 : 측방안내, 4륜 조향방식

3. 차체개념 설계

3.1 차체구조 현황

경량전철은 그 사용환경에 따라 여러 형태의 차량이 운영되고 있으며, 주요기기의 배치는 상하(床下)에 있는 것과 지붕에 있는 차량이 있다.

종래 도시철도로 운영되어오던 철도차량은 일반강재(SS400)를 사용한 차체로 된 차량을 20여 년 이상에 걸쳐 사용되어 왔으나, 경량화가 어렵고 부식에 아주약한 단점 등으로 인해 점차 사용이 줄어들고 있는 추세이며, 고강도 스테인레스(STS301L)의 경우에는 일반 강재에 비해 고강도 재료로서 골조의 박판화에 따른 일반강재보다 경량화율이 우수하여 현재 국내에서 사용되는 중량전철의 차체 재료로서 많이 적용되고 있다. 하지만 차량에서 차체의 중량이 차지하는 비율이 커 동력 소모량이 많고 선로 보수비용이 많이 발생되고 있어 차량경량화 연구[3]가 진행되고 있다.

차량의 경량화 및 내식성 향상방법으로 제안

된 것은 소재교체로서 강재 구조물을 알루미늄 및 복합소재로 교체하는 방법이 취해지고 있다.

기본설계에서는 AED(All Extrusion Design) 형식의 압출기술을 적용하여 차체를 설계한다. 대형압출재를 이용하여 가공 및 용접으로 인한 생산원가를 대폭 절감할 수 있고 전체차량의 중량이 줄어들어 동력 소모량과 선로보수 비용을 절감할 수 있다. Fig. 1과 같이 횡방향 부재를 사용하지 않고 박판 중공형태(Hollow)의 압출재만을 사용하여 제작함으로써 제작공정의 자동화와 제작공수의 절감을 이룩한 차량구조로 설계하였다.

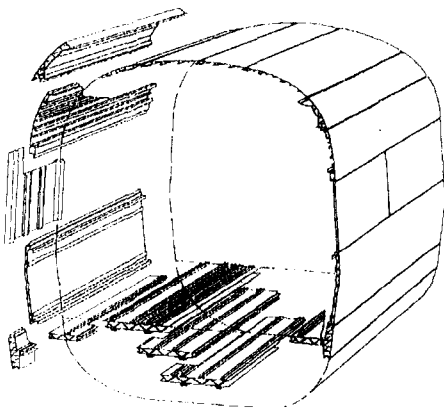


Fig. 1 AED 구조체

국내 알루미늄 차량개발현황은 한국형 표준전동차, 고속전철기술개발사업에서 연구중인 고속전철차량과 공업기반기술개발사업으로 추진되고 있는 전동차에 적용하고 있으나, 실제 운행노선에 알루미늄합금 차량이 적용된 사례는 없다.

본 연구에서는 기존의 국내 알루미늄재질의 차체 기술을 더욱 개선하여 소형 경량화된 경량차체를 개발하는데 그 목적이 있다.

3.2 차체 단면형상 검토

경량전철 차체의 형상은 차량을 이용하는 승객이 차량에 대해 갖는 첫 번째 느낌이 되는 주요한 인자이다. 차체의 단면 형상 결정시 일반

승객이 타고 싶은 차량으로 개발되도록 디자인을 검토하였다.

물론 차량의 외부 형상은 그 자체의 미려함과 더불어 인간공학적인 내부 공간의 확보, 차량제작성 측면 등의 엔지니어링적인 요소를 심도있게 고려해야 한다.

금형비 절감을 도모하기 위해 표준전동차 개발에서 사용한 금형을 이용하기로 하였다. 경량전철차량은 표준전동차에 비해 차체 폭 및 높이가 작으므로 금형사용이 제한적일 수 밖에 없다.

따라서 표준전동차에서 사용한 부재를 모두 사용할 수는 없고 가능한 범위 내에서 동일부재를 사용하였다. 또한 표준전동차의 단면은 측면상부에서 곡선이고 그 이하는 직선으로, 그 이후에는 곡면으로 처리하였으나, 경량전철 차체에서는 측부를 동일 곡선 반경으로 처리하여 단면형상의 미려도를 고려하였다.

또한 승객의 시야를 확보하여 여행 중에 파노라마적인 외부 풍경을 즐길 수 있도록 창문의 크기를 최대한 크게 하고 국민체위기준[5]을 참고하여 쾌적한 객실내부가 되는 공간이 확보되도록 하였다. 이 기준에 따라 Fig. 2와 같이 25세의 성인남자승객이 앉은 자세에서 팔 높이를 기준으로 차체의 최대 폭이 되도록 하고 앉은 자세와 선 자세에서 눈 높이를 고려하여 창문의 주요치수를 선정하였다.

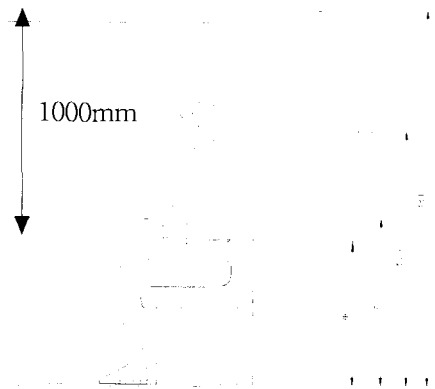


Fig. 2 앉은 자세에서의 주요치수 결정을 위한 개략도

Fig. 3은 고무차륜 AGT편성차량의 개략도이다. 전두부는 곡면으로 처리하였으며 출입문은 차체의 전후부에 위치하여 승객의 승·하차가 용이하도록 하였다.

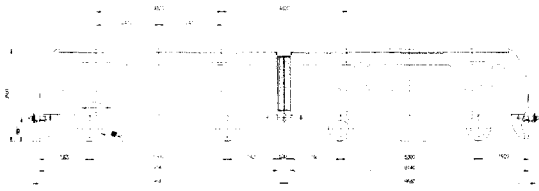


Fig. 3 고무차륜 AGT 편성차량의 개략도

3.3 차체 재질 및 주요 치수

구조용 재질로 사용되는 알루미늄 합금에는 5000계열과 6000계열, 7000계열 등이 있다. 5000계열의 합금은 Al-Mg 계의 합금으로서 내식성이 우수하고 강도가 뛰어나 선박 등의 구조물에 널리 활용되고 있으나, 압출성이 좋지 않아 대형 압출재용으로 사용하기에는 부적합하다.

7000계열의 합금은 Al-Zn-Mg계의 합금으로서 항공기 소재 및 컨테이너, 철도차량 등에 폭넓게 사용되고 있다. 석출경화형의 고강도 알루미늄 합금인 A7003은 용접성이 비교적 우수하고 용체화 온도가 낮고 켈칭 감수성이 둔감하며, 상온 시효성이 우수하다는 등의 특징을 가지고 있다.

또한 6000계열 합금에서 A6063 합금은 구조재로서 강도가 부족하기 때문에 보다 높은 강도가 요구되는 용도에는 Mg₂Si 량이 많은 A6061 합금 또는 A6531 합금 등이 이용된다. 그러나 A6061 합금은 사용할 때 성능은 우수하지만 압출 가공성, 프레스 켈칭성 등이 나쁘기 때문에 이러한 특성을 보완하기 위해 고강도 합금인 A6005A 합금이 개발되었다. 이 합금은 우수한 압출성과 열처리에 의한 적절한 강도성능으로 인해 유럽지역에서는 철도차량에 가장 일반적으로 적용되는 재질이다. Table 1은 독일 DIN1748규격에서 정한 A6005A T6의 물성치를 나타내었다.

Table 1 Mechanical properties Standards of aluminium alloy A6005A T6

Material		Tensile Strength(kg/mm ²)		Yield Strength(kg/mm ²)	
		Base metal	Welded joints	Base metal	Welded joints
A6005A T6	(1)*	27.5 이상	16.8 이상	22.9 이상	11.7 이상
	(2)**	26.5 이상	16.3 이상	21.9 이상	10.7 이상

* DIN1748 thickness > 6mm(solid section, open section)
 ** DIN1748 6mm <thickness <10mm(solid section), 10mm <thickness (hollow section)

실제 강도 및 강성기준에 적용하기 위하여 모재에서는 항복강도 21.9 kgf/mm²와 인장강도의 70% 인 18.6 kgf/mm²중에서 작은 값인 18.6 kgf/mm²를 기준값으로 하였고, 여기에 안전율 1.5를 적용한 12.4 kgf/mm²를 허용응력으로 하고 용접부의 허용응력은 모재의 70%인 8.7 kgf/mm²으로 하였다.

Table 2은 도시철도차량 표준사양에서 제시한 판정기준을 근거로 선정한 것이다.

Table 2 Design criterion for carbody

Property	Design criterion		
Strength	Static load	Base metal	12.4 kgf/mm ²
		Welded joint	8.7 kgf/mm ²
Stiffness	Maximum deflection of solebar	Smaller than 1/1,000 of length between bogie center	
Natural frequency of first bending mode	Greater than 10.0 Hz		

3.4 차체 개념설계

차체의 구조는 언더프레임(under frame), 측면 구조틀(side frame), 지붕구조틀(roof frame), 끝 칸막이 구조틀(end frame)로 크게 나눌 수 있다. 차체를 구성하는 각종 단면의 압출재 형상은 압

출재 생산업체에서 생산 가능한 폭을 상한으로 하여 구조체의 제작비용을 최소화하기 위해 사용부재의 종류를 표준화시키고 기존에 도시철도 표준화·국산화 기술개발을 통해 제작한 표준전동차의 금형을 최대한 활용하여 최적설계가 되도록 하였으며 차체 단면형상은 Fig. 3과 같다.

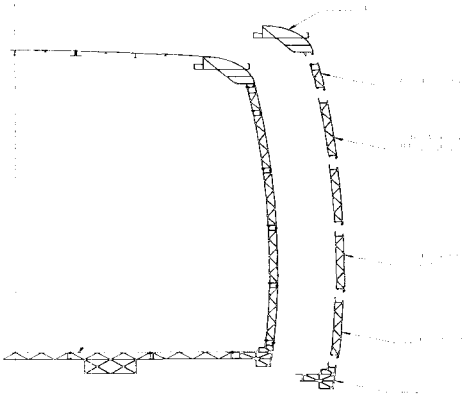


Fig 3. 구조체 개략도

3.4.1 언더프레임

차체의 하부를 구성하는 언더프레임은 각종 선장품이 장착되고 승객들의 중량이 직접 전달되는 부분이므로 강도 측면에서 가장 중요한 부분이다.

언더프레임을 구성하는 압출재는 국내에서 생산가능한 압출재(폭 600mm x 깊이 85mm의 면적을 기준)의 범위내에서 설계하며, 수직하중, 압축하중(연결기를 통해 전달되는 하중) 및 대차를 통해 전달되는 하중에 대해서 강도적으로 충분히 견딜 수 있는 구조이어야 하며, 또한 각종 선장품과 배관·배선은 압출재 하부에 있는 T-Slot을 통해 장착하게 된다.

압출재는 슬립조인트(서로 끼우는 타입)로 설계하고 조립시 공차 관리를 할 수 있도록 하였고, 코너부 양쪽 솔바(sole bar)와 압출재 사이는 강도상 중요한 부위이므로 압출재 윗면과 아랫면을 시그재그로 연결되도록 설계하여 용접변형으로 인한 열영향을 최소화하도록 설계하였다.

3.4.2 측면 구조틀

측면구조틀도 중공 대형 압출형재(large hollow extrusion)를 사용하는 구조를 채용하여 외판의 용접변형 및 좌굴(buckling) 현상이 일어나지 않도록 하였다. 특히 이러한 구조는 이중벽 구조가 되므로 외부로부터 전달되는 소음을 효과적으로 차단할 수 있다.

측면구조틀은 표준전동차와 동일한 단면폭 40mm의 중공 압출재를 기본으로 하였으며 압출금형을 표준화시켜 동일 압출재를 적용함으로써 제작원가를 낮출수 있게 하였다. 또한 기존의 측면골조는 직선 또는 곡선이라 할 지라도 압출재는 직선으로 제작되었으나 본 경량전철에 적용되는 측면부의 측면골조는 일정한 곡면($R=10,000$ mm)을 갖는 형상으로 미려하게 설계하였다. 또한 출입문을 취부하기 위해 고무차륜AGT는 폭 1,100 mm, 높이 1,900 mm 크기의 개구부를 4,820 mm의 간격으로 설치하는 것으로 하였다.

측면 캔트레일 부분은 개발비 절감을 위하여 표준전동차의 금형을 사용하였으나, 차체 미려도를 위하여 캔트레일 부분을 수정하고자 할 경우에는 도어엔진(Door Engine)취부를 위한 인터페이스를 검토한 후 결정하여야 할 것이다.

3.4.3 지붕구조틀

지붕구조틀은 기존 한국형 표준전동차 곡면($R=6,850$ mm)을 그대로 유지시켜 외판이 일체형인 개단면 압출형재와 캔트레일(cant rail)를 적용시켜 금형비를 절감하도록 설계하였다.

지붕구조틀은 외판과 골조일체형인 지붕판넬과 캔트레일이 용접되어 있는 구조이며 제작시 생기는 변형 및 제작 공차 흡수를 위해 캔트레일과 지붕판넬이 용접되는 곳에 슬립조인트(slip joint)를 두고 있는 구조이다.

출입구는 승객의 승·하차시 및 이동이 편리하도록 넓게 설정하였으며 창문은 Fig. 2와 같이 시야범위가 확보되도록 설계하였다.

3.4.4 끝칸막이 구조틀

끝칸막이 구조틀은 외판이 일체형인 개단면 압출형재와 증실 구조의 압출재를 적용하여 설계하였다. 선두차의 전두부를 제외한 끝칸막이에 출입구를 폭 800 mm, 높이 1,900 mm 크기로 설치하여 이동을 자유롭게 하였고, 객실과 객실 간의 시야확보를 위하여 창문설치가 가능도록 하였다.

4. 차체 구조해석

4.1 개요

한국형 경량전철 차량은 국내에서 제작될 표준모델로서 최신의 차량기술을 접목하고 표준 사양, 안전기준, 성능시험기준 등을 만족게 설계해야 한다. 개념설계한 구조체의 강도를 검증하기 위하여 강도해석을 수행하였다. 향후 최적설계를 이용하여 차체의 경량화를 위한 연구가 계속 진행될 것이다.

4.2 차체 설계하중

4.2.1 차체해석을 위한 제원

차체의 설계를 위한 기본 제원은 Table 3과 같다.

Table 3 Main diemnsion

항목	값
차체길이	9,140mm
대차센터간 거리	5,300mm
공차하중	12,000kgf
차체하중	3,000kgf
대차하중	구동대차 1,730 kg 부수대차 1,440 kg
최대승객하중	7,000kgf
동하중계수	0.2g

4.2.3 하중조건

하중조건은 건교부에서 고시한 「도시철도차량 구조체 하중시험방법」 및 JIS E 7105 「철도차량 구체의 하중시험방법」에 근거하여, 하중시험시 겪는 하중에 대하여 강도평가를 하였다.

(1) 수직하중

차량의 운행중 발생할 수 있는 최악의 하중조건으로써 최대 승객하중과 동하중계수를 고려하여 결정하며, 수직하중은 Table 5와 같다.

Table 5 Condition of vertical load

수직하중	계산식
15,996kgf	$(\text{공차하중} + \text{최대승객하중} - \text{대차하중}) \times (1 + \text{동하중계수}) - \text{차체하중}$

(2) 굽힘 고유진동수

차량 주행시의 대차와의 공진현상 등을 파악하기 위한 해석으로 10 Hz 이상이어야 한다.

(3) 비틀림 하중

차량의 곡선부 주행 등에 의해 발생하는 불균일 하중상태이다. 하중의 크기는 4 ton · m으로 한다.

(4) 압축하중

연결기 브라켓부에 길이방향으로 50 ton의 하중을 가한다.

4.2.4 경계조건

(1) 수직하중 경계조건

수직하중은 차체에 균등하게 분포시켜 부가하며 지지방법은 Fig. 4와 같다.

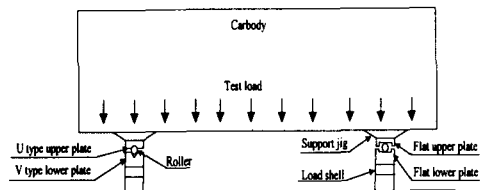


Fig. 4 수직하중시험 구속조건

(2) 굽힘고유진동수 경계조건

시험하중의 부하방법은 Fig. 5와 같으며 차체 중앙부의 아래에 부하를 가하고 순간적으로 부하를 제거하여 차체에 자유진동을 발생시키는 방법으로 시험하며 차체의 지지방법은 수직하중 수직하중의 경우와 동일한다.

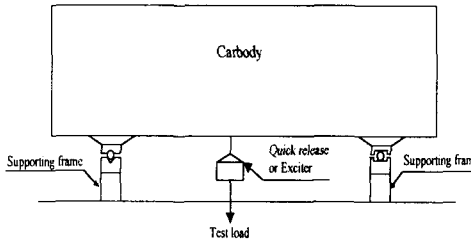


Fig. 5 굽힘 고유진동수 시험방법

(3) 비틀림하중 경계조건

비틀림 하중에 대한 하중부가 방법과 차체 지지는 Fig. 6과 같이 부가한다. 즉, 차체의 지지방법은 차체 한쪽의 볼스타 중심선상의 2개소를 지지대로 지지한 후 고정프레임으로 고정하고, 반대편 차체의 볼스타 중심위치에 비틀림프레임을 넣고 나이프에지로 지지대를 지지한 후 지지점부근에 하중을 부가하였다.

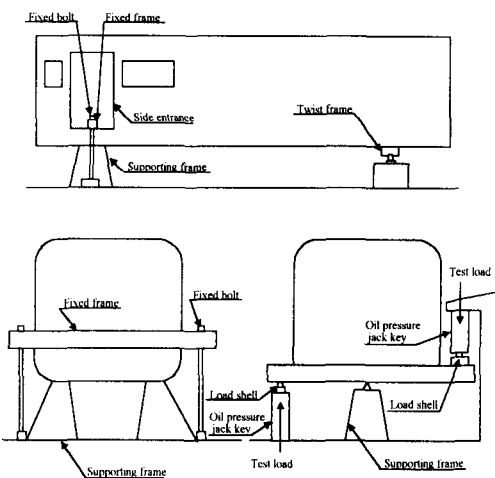


Fig. 6 비틀림하중 시험조건

(4) 압축하중 경계조건

차체의 한쪽 끝에 있는 연결기 브라켓의 체결부를 구속하고 반대편 브라켓을 50 ton으로 압축한다.

4.3 차체 모델링

4.3.1 차체 모델작업

차체에 대한 유한요소 해석모델은 차체 전체(Full Car)에 대하여 요소(Element) 17,718 개, 질점(Node) 10,715 개로 구성된 모델링을 하여 강도평가를 하였다.

4.3.2 해석결과

4.3.2.1 수직하중

수직하중에 대한 최대응력은 Fig. 7에서 보는 바와 같이 차체와 대차의 연결부위에서 2.13 kgf/mm² 발생하고, 출입문에서는 1.05 kgf/mm²이 발생하였다.

이 결과는 Table 3의 용접부 허용응력 8.7 kgf/mm²보다 매우 작은 값이며, 최대 처짐량은 대차센터간 거리를 100나눈 값 53 mm 보다 작은 차체 중앙부에서 2.26 mm인 결과를 얻었다.

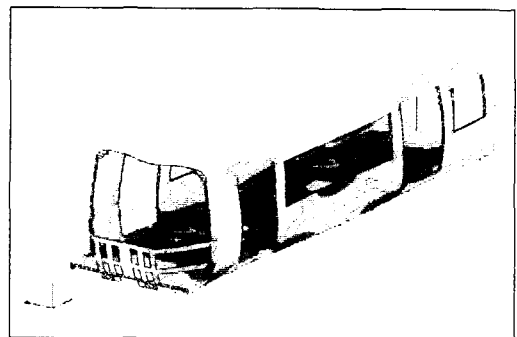


Fig. 7 수직하중 해석결과

4.3.2.2 굽힘고유진동수 해석

차량을 단순보로 가정하여 식(1), (2)을 이용하여 진동수를 구하면 28.85 Hz를 얻을 수 있다.

$$EI_{\omega} = \frac{\omega \times L_2^3}{384 \times \delta} (5 \times L_2^2 - 24 \times L_1^2) \quad (1)$$

$$f = \frac{\pi}{2L_2} \sqrt{\frac{(EI_{\omega} \times g \times 4)}{0.41[1 + \frac{\pi^2}{6} (\frac{L_1}{L_2})^2]}} \quad (2)$$

여기서 ω : 1.88 kg/mm

L_2 : 대차중심간거리

L_1 : 차단에서 대차중심까지 거리

δ : 언더프레임의 최대처짐량

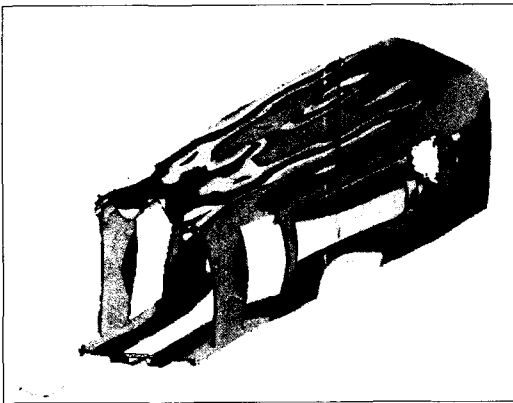


Fig. 8 굽힘 고유진동수 해석결과

굽힘고유 진동모드 FEM 해석결과는 Fig. 8와 같이 설계 기준값 10 Hz 이상인 26.4 Hz로 나타났다. 이 결과는 단순보로 가정한 결과와 9.2% 차이를 보였다. 그리고 비틀림 모드는 34.4 Hz에서 발생하였다.

4.3.2.3 비틀림 하중

비틀림 하중에 의한 응력분포는 Fig. 9와 같이 나타났으며, 발생 최대응력은 중앙창문 코너에서 8.34 kgf/mm²으로써 용접부의 허용응력 8.7 kgf/

mm² 보다 적다. 이 응력집중부는 수직 하중시와 유사한 경향을 보여 출입문 코너부와 창문 코너부가 상대적으로 취약하게 나타났다.

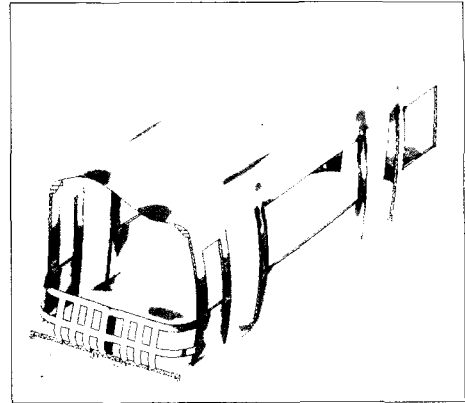


Fig. 9 비틀림 하중 해석결과

4.3.2.4 압축하중

압축하중에 대한 응력 분포는 Fig. 10과 같은 결과를 얻다. 최대 응력집중부위는 센타실과 드라프트기어 포켓 끝단부분의 모재부에서 발생하였고, 최대응력값은 9.7 kgf/mm²으로써 모재부의 허용응력 12.4 kgf/mm²보다 작다.



Fig. 10 압축하중 해석결과

4.3.3 해석결과의 종합과 고찰

각각의 하중조건에 따른 해석결과를 종합하면 Table 6과 같다. 모든 하중조건에서 설계 하중조건을 만족하는 것으로 판단된다. 하지만 수직하중에 대해 언더프레임 설계가 과도한 부분이 남아있고 앞으로 설계시 고려되어야 할 부분이다.

Table 6 Result of analysis

하중조건	항 목	결 과	위 치
수직하중	최대응력	2.9kgf/mm ² 1.05kgf/mm ²	- 언더프레임 - 도어 하단부
	최대변형	2.26 mm	언더프레임 중간
고유진동수	압입고유진동수	26.4Hz	-
비틀림하중	최대응력	8.34kgf/mm ²	도어하단부
	최대변형	35.6mm	켄트레인 끝단부
압축하중	최대응력	9.7kgf/mm ²	센터실 끝단부
	최대변형	7.42mm	언더프레임 끝단부

5. 결론 및 향후 고려사항

본 논문에서는 “경량전철차체 개념설계 및 구조해석”으로서 알루미늄 합금재질의 차체를 개념설계하고 그 설계 결과를 검증하기 위해 구조 해석을 수행한 결과를 논하였다.

차체 개념설계한 내용을 강도해석한 결과 차체는 강도 측면에서 안전하게 설계되었음을 확인하였다. 하지만 전반적으로 사이드프레임인 창문과 도어 부분에서 응력집중이 많이 발생하며, 상대적으로 강하게 설계된 언더프레임은 알루미늄 압출제작성 등의 여러 가지 설계 조건을 고려하여 경량화에 대한 최적설계를 하는 것이 바람직하다.

참고문헌

1. 1995, "日本 ゆりかもめ 고무차륜 AGT"
2. 건설교통부, 1998.2.26, “도시철도차량 표준 사양(건설교통부고시 제1998-53호)”
3. 권태수, 이호용, 이관섭, 최성규, 1998, “표준전동차 개발을 위한 구조체의 강도해석”, 한국철도학회 추계학술대회 논문집, pp. 455-463, .
4. 한석윤, 최출현, 정종덕, 2000, “한국형 고무차륜 AGT차량 승객의 안락한 공간 확보를 위한 최적 실내 공간 배치에 관한 디자인 연구”, 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp. 463-470
5. 국립기술품질원, 1997, 국립기술품질원의 국민 표준체위조사