

고무차륜 경량전철의 구조강도 해석 연구

Structural analysis of Rubber Tired AGT

구 정 서* 한 형 석* 송 달 호**
Koo, Jeong-Seo Han, Hyung-Seok Song, Dhal-Ho

ABSTRACT

In this study, the carbody design of the rubber tired AGT(Automated Guide-way Transit System) under development by KRRI was numerically analysed to evaluate its structural strength according to the standard specifications for Korean LRT (Light Rail Transit). The numerical results showed that the detail design of the carbody was strong enough to satisfy the specifications with respect to the axial compression strength, the vertical strength and the vertical stiffness(natural frequency). However, the carbody design had some problems on the fatigue strength by twist loadings. So, it was recommended that the carbody design should be modified to improve the twisting strength by reinforcing the front end structures.

1. 서론

선진국에서는 인구밀집 지역인 대도시와 근교의 위성도시를 연결하는 교통수단으로서 경량전철을 많이 적용하고 있다. 경량전철은 다른 도로교통 수단에 비하여 정시성, 신속성, 환경친화성 등 우수한 특징이 있고, 완전무인으로 운행이 가능하므로 기존의 철도차량에 비하여 운영비가 저렴하다. 또한 기존의 지하철에 비하여 건설비가 저렴한 장점 때문 수송수요가 중간규모인 대도시 외곽지역에 적용하기가 적합한 교통수단이다[1]. 본 연구는 (주)우진산전에서 설계중인 고무차륜형식 경량전철의 차체가 도시철도 표준화 사양 중 구조체 하중시험 방법에서 요구하는 설계 사양을 만족시키는지를 해석 평가하여 설계 개선방안을 도출하기 위하여 수행되었다[1,2].

본 연구의 구조체는 알루미늄 압출재로 설계되었으며, 기기배치 등을 고려하여 도출된 최종단계의 상세설계인데, 철도 표준화 사양의 구조체 하중시험 방법에 규정된 대로 수직하중 조건, 고유진동수 조건, 비틀림 하중 조건, 압축하중 조건 등을 적용하여 구조해석을 수행하였다. 구조해석 결과는 상세 설계에서 결정되어야 하는 구조의 치수설계와 브라켓의 보강설계에 필요한 백 데이터로 제공되었고, 운전실 구조 등에 대한 수차례의 설계변경을 통하여 최종 상세설계가 도출되었다. 그러나 최종 설계의 경우에도 전두부 구조가 상대적으로 취약하여 비틀림 하중에 대하여 변형량과 응력 수준이 큰 편이었다. 물론 철도 표준화 사양의 구조체 하중시험 방법에 규정된 비틀림 하중 조건에서의 상당히 정적 강도조건을 초과하는 것은 아니었으나, 출입문 기동하부의 브라켓 구조는 반복하중에 의한 피로강도 문제의 발생 소지는 배제할 수 없었다[3]. 따라서 출입문 하부

* 한국기계연구원 신교통기술연구부 선임연구원, 정희원

** 한국기계연구원 신교통기술연구부 책임연구원, 정희원

브라켓 구조의 설계시 응력 집중을 완화시킬 방안 마련이 필요하였다. 본 연구에서는 우선 전체적인 비틀림 강성을 보장하는 방안과 브라켓의 국부응력 저감 방안이 검토되었다.

2. 구조체의 유한요소 모델링 및 하중 조건

도시철도 차량의 구조강도 해석용 유한요소 모델은 3, 4각형 SHELL 요소 55700 개로 구성되었으며 상용구조해석 프로그램인 ANSYS를 사용하여 수치해석이 수행되었다. 차체구조의 재료는 국내 알루미늄 압출재 철도차량에 사용되는 A6005A이다[1].

차체에 작용하는 하중조건으로는 아래에 정의된 바와 같이 건교부에서 도시철도 표준화 사양으로 고시한 「도시철도차량 구조체 하중시험 방법」에 정의된 시험하중 조건이 적용된다[1].

(1) 수직하중 조건

차량이 운행하는 도중에 받을 수 있는 최대의 수직 하중조건은 최대승객하중(경전철 표준화 규정에 의하여 고무차륜의 경우 10ton으로 계상됨)에 동하중 계수를 적용하여 구하며, 이 때의 최대 응력값이 허용응력 이하이어야 한다. 본 연구에서는 19,596 kgf의 수직분포하중을 고려하였다.

(2) 고유진동수 해석

차량 주행시 대차와의 공진 현상 회피, 차체의 과도한 처짐 방지, 승객의 승차감 향상 등을 위하여 차체의 고유진동수를 일정 이상으로 제한하게 된다. 차체를 유한요소 모델링하여 고유치 해석을 수행하면 굽힘 고유진동수를 구할 수 있다. 도시철도 표준 사양에 의하면 구조체의 고유진동수는 10 Hz 이상이어야 한다.

(3) 비틀림 하중 조건

차량이 곡선부나 선로가 불균일한 구간을 주행하는 경우 차체에 비틀림 변형이 발생한다. 이러한 경우에 대하여 강도설계를 평가하기 위하여 4 ton.m의 비틀림 하중을 작용하였을 때, 최대응력이 허용응력 이하이어야 하는 조건을 사용한다.

(4) 압축 하중 조건

연결(coupling)이나 조차(shunting)와 같이 연결기를 통하여 전달되는 압축하중에 대하여 차체의 설계강도를 평가하여야 한다. 이러한 압축하중 조건으로 연결기 브라켓 부위에 50 ton의 하중을 가할 때 최대응력이 허용응력 이내이어야 한다.

3. 초기설계의 강도해석

초기설계에 수직하중 조건을 적용한 해석 결과를 그림 1에 나타내었는데, 최대응력은 지붕과 전두부가 만나는 위치에서 약 7.4 kgf/mm² 정도가 발생한다. 이 값은 재료의 강도 기준(welded joint 8.7 kgf/mm²)에 근접한 것으로 부재를 추가하거나 현 부재의 두께를 조절하는 등 설계 보강이 이루어져야 한다. 그리고 전두부 형상을 이루는 각 연결점, 출입문 모서리 등에서 상대적으로 큰 응력이 발생하였으나 크기는 3 kgf/mm² 이하이어서 강도상의 문제가 없을 것으로 판단된다. 또한 처짐은 최대 값이 4.9 mm(설계 제한조건인 5.3mm 이하)로 전두부 상단에서 발생하였다. 이 값 역시 상대적으로 큰 값으로 설계보강에 고려되어야 한다. 그러나 차체중앙에서는 처짐량이

약 2.4mm로 여유가 있었다. 수직하중 조건 해석 결과 차체 중심부는 강도 조건을 만족하나 전두부와 천장이 만나는 부위는 강도 기준 값에 근접하므로 설계 수정이 이루어져야 한다.

그러나 고유진동수 해석(굽힘모드 19Hz), 비틀림 하중 해석(최대응력 6.5 kgf/mm²), 압축하중 해석(최대응력 5.8 kgf/mm²) 등에서는 설계요구조건을 만족하였다.

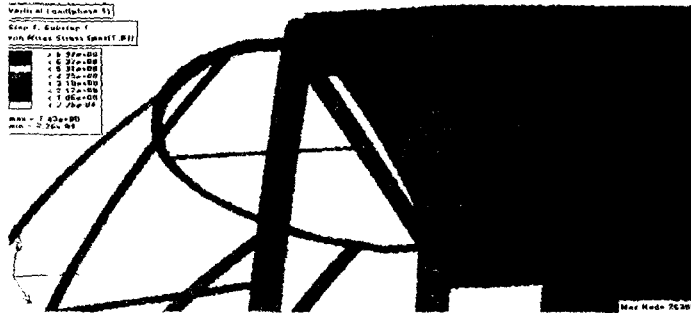


그림 1. 수직하중 조건에 대한 초기설계의 취약부위 응력

4. 수정설계의 강도해석

앞의 3절에서 도출된 초기설계는 전두부의 지붕구조 부분에 강도 문제가 발생하였고 경량화 측면에서도 장점이 없었으므로, 지붕구조에는 부재를 추가하고 상대적으로 응력 수준이 낮은 하부 구조에서는 압출재 부재의 두께를 줄여서 수정설계(약 10% 정도 경량화, 차체 무게 2.2ton)를 도출하였다.

(1) 수직하중 조건

그림 2는 수직하중조건에 대한 수정설계의 유한요소해석 결과인데, 최대응력은 출입문 모서리에서 발생하며 크기는 3.41 kgf/mm²이다. 이 값은 재료의 강도기준(welded joint 8.7 kgf/mm²)을 만족하고 있다. 그리고 최대 값이 3.16 mm(설계 제한조건인 5.3mm 이하)로 바닥 중앙에서 발생하였다. 따라서, 수직하중 하에서의 강도는 기준을 만족하는 것을 알 수 있다.

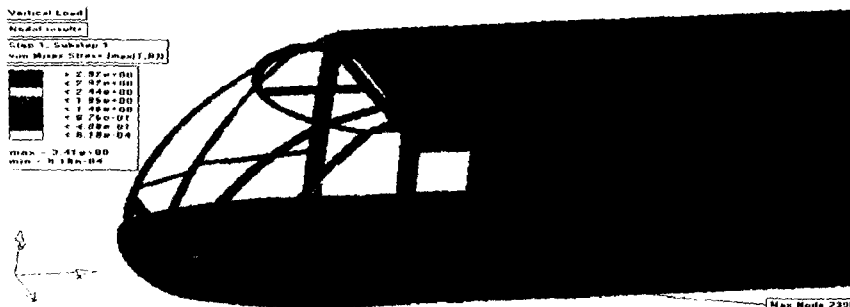


그림 2. 수직하중 조건에 대한 수정설계의 최대응력 발생 부위

(2) 고유진동수 해석

수정설계에 대한 고유진동수 해석 결과 1차 고유진동수 즉 굽힘 모드는 초기설계와 마찬가지로 약 19 Hz 정도이며 설계 기준인 10 Hz를 초과함으로써 설계조건을 만족하고 있다.

(3) 비틀림 하중 해석

그림 3은 비틀림 하중에 대한 수정설계의 해석 결과를 보여주는 것인데, 최대값은 8.39 kgf/mm²로 출입문 전방 기둥이 바닥면과 만나는 부위에서 발생하였다. 이 값은 용접부 강도 기준보다 작지만 거의 같은 수준이므로 브라켓 등을 사용하여 국부적으로 발생하는 응력집중을 완화하는 설계가 필요하다. 또 최대 변위는 전두부와 천장이 만나는 곳에서 발생하였고, 크기는 18.8 mm 이었다. 비틀림 변위에 대한 명시적인 설계제한조건은 없으나 전두부의 유리창 등의 파손을 고려한다면 일정한 수준으로 제한되어야 할 것이다. 특히 본 해석에서는 압출재 사이의 연결부를 편의상 완전 접합으로 가정하여 유한요소 모델링하였으므로 실제에는 더욱 취약해질 가능성이 있다. 따라서 비틀림 강도를 보강할 수 있는 설계보완이 필요하다. 예를 들면 운전실과 객실사이에 부분적으로 격벽을 설치하는 것도 하나의 방안이 될 수 있다.

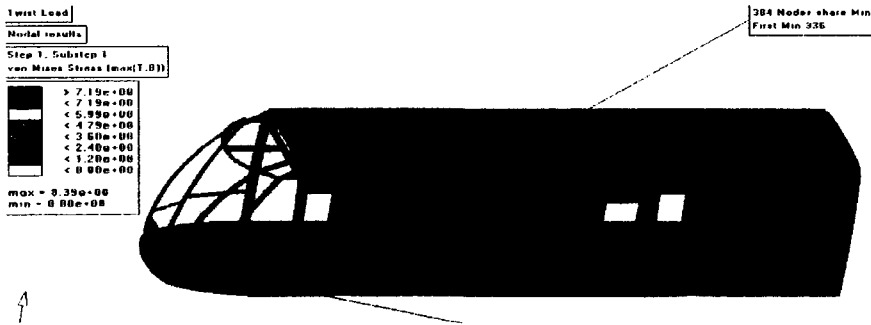


그림 3. 비틀림 하중에 대한 수정설계의 응력 분포

(4) 압축하중 해석

수정설계의 압축하중 해석은 50 ton의 하중을 연결기 체결부에 작용시킨 것으로서, 최대응력 발생(7.14 kgf/mm²)은 그림 4와 같이 연결기 체결을 위한 브래킷에서 발생한다. 이 값은 모재부의 허용강도 기준(12.4 kgf/mm²)을 만족하고 있다. 이때, 압축하중에 대한 하중 작용점의 변위는 약 19.8 mm 이었다. 이 변위를 이용하여 종방향 강성을 계산하면 25.2 ton/mm 이다.

5. 피로강도 해석

(1) 수직하중에 대한 피로해석

앞의 수직하중 조건에서 사용한 수직하중 19,596 kg은 식(1)에 0.2의 동하중계수를 적용시킨 것이다. 즉,

$$\text{수직하중} = (\text{공차하중} + \text{최대승객하중} - \text{대차하중}) \times (1 + \text{동하중계수}) - \text{차체하중} \quad (1)$$

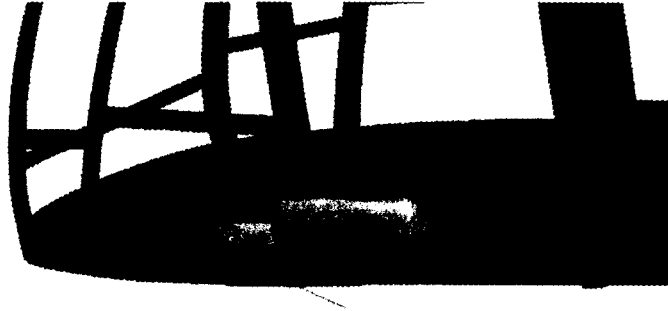
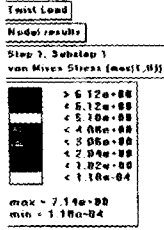


그림 4. 압축하중에 대한 수정설계의 최대 응력 발생부

식(1)을 동하중과 정하중으로 나누면 다음과 같다.

$$\text{동하중} = (\text{공차하중} + \text{최대승재하중} - \text{대차하중}) \times 0.2 = 3,766 \text{ kgf}$$

$$\text{정하중} = \text{수직하중} - \text{동하중} = 15,830 \text{ kgf}$$

따라서, 수직피로하중은 다음과 같다.

$$\text{수직피로하중} = \text{정하중} \pm \text{반복하중} \quad (2)$$

4절의 구조해석에서 수직하중에 의해서 응력집중이 생겨서 최대응력이 발생하는 부위는 출입문 테두리를 이루는 압출 형강재의 출입문 모서리이며, 최대응력 값은 3.41 kgf/mm^2 이었다. 그런데 이 최대응력값이 재료의 항복강도 21.9 kgf/mm^2 보다 작으므로 평균응력 및 응력진폭은 최대응력과의 비례로써 구할 수 있다. 즉,

$$\sigma_{mean} = \sigma_{max} \times \frac{P_{mean}}{P_{max}} = 2.76 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_a = \sigma_{max} \times \frac{P_a}{P_{max}} = 0.655 \text{ kgf/mm}^2$$

또한, 응력비(R)는 다음과 같다

$$R = \sigma_{min} / \sigma_{max} = P_{min} / P_{max} = 0.62$$

수직하중에 대한 피로해석에 있어서는 정하중에 대한 고려를 하여야 한다. 즉, 평균응력이 작용하는 경우의 피로해석이다. 알루미늄 압출 형강재에 대한 피로특성 자료를 "알루미늄 피로설계를 위한 유럽권장규격(European Recommendations for Aluminum Alloy Structures Fatigue Design)"[4]에서 구한다. 이에 의하면 다음을 얻을 수 있다.

$$S_{\alpha(R=+0.5)A5} = S_{\alpha(R=+0.5)A4} * 90 \% \quad (3)$$

여기서, A5는 해석 대상인 출입문 모서리를 표시하며, A4는 부품을 의미한다. 또, 사용하고 있는 재료인 A6005A T6의 부품 A4의 $2*10^6$ cycle에서의 피로허용응력범위 $\Delta S_{(R=+0.5)}$ 은 참고문헌 4에 70 MPa로 주어져 있다. 따라서,

$$\Delta S_{(R=+0.5)A5} = 63.0 \text{ MPa} = 6.43 \text{ kgf/mm}^2$$

이 값은 피로시험에서의 응력비가 0.5인 경우로서 응력비가 0.5가 아닌 경우에 대해서는 같은 참고문헌 4의 부록B3.01에 의해서 다음과 같이 구한다.

$$\Delta S_{(R=0.62)} = f(R) \times \Delta S_{(R=+0.5)} \quad (4)$$

여기서, $f(R)$ 는 피로강도증가계수(fatigue strength enhancement factor)로서 응력비의 함수이며, 다음과 같이 주어져 있다.

$$\begin{aligned} f(R) &= 1.6 && \text{for } R < -1 \\ &= 0.4R + 1.2 && \text{for } -1 < R < 0.5 \\ &= 1.0 && \text{for } R > 0.5 \end{aligned}$$

따라서, $\Delta S_{(R=0.62)} = 1.0 \times 6.43 = 6.43 \text{ kgf/mm}^2$ 이고, $S_{\alpha(R=0.62)} = \Delta S_{(R=0.62)}/2 = 3.21 \text{ kgf/mm}^2$ 이다. 응력진폭 $\sigma_a = 0.655 \text{ kgf/mm}^2$ 는 피로허용응력 $S_{\alpha(R=0.62)} = 3.21 \text{ kgf/mm}^2$ 보다 작다. 따라서 수직하중에 의해서 최대하중이 발생하는 위치에서 피로에 대해서는 안전하다.

(2) 비틀림하중에 대한 피로해석

반복적으로 작용하는 비틀림하중과 정적 수직하중과의 중첩은 고려하지 않아도 된다. 왜냐하면, 규정에서 주어지는 비틀림하중이 작용하는 경우가 많지 않으며, 경험적으로 수행시에 차체의 상하진동 가속도 계수에 비틀림에 의한 성분이 포함되어 있다고 볼 수 있기 때문이다. 따라서, 비틀림 하중에 대해서는 비틀림에 의한 응력을 단독적으로 평가하면 된다[5].

차체의 비틀림에 의한 최대하중은 출입문 전방 기둥하부에서 발생하였으며, 응력값은 8.39 kgf/mm^2 이다. 이 비틀림하중은 정적하중이 없이 작용하기 때문에 비틀림하중에 의하여 발생하는 응력이 바로 반복응력이 된다. 따라서, $\sigma_a = 8.39 \text{ kgf/mm}^2$ 인 양진반복응력이 되며, 응력비는 $R = -1$ 이다. $R=-1$ 인 경우에 대한 알루미늄 입출개의 피로허용응력 진폭은 다음과 같이 구한다.

$$\Delta S_{(R=-1)} = f(R) \times \Delta S_{(R=+0.5)} \quad (5)$$

여기서, $R = -1$ 에 대한 $f(R)$ 은 1.6이다. 따라서, $\Delta S_{(R=-1)} = 1.6 \times 6.43 = 10.288 \text{ kgf/mm}^2$ 이고, $S_{\alpha(R=-1)} = \Delta S_{(R=-1)}/2 = 5.14 \text{ kgf/mm}^2$ 이다. 그런데 응력진폭 $\sigma_a = 8.39 \text{ kgf/mm}^2$ 는 피로허용

응력 $S_a = 5.14 \text{ kgf/mm}^2$ 보다므로 비틀림피로하중에 의해서 최대응력이 발생하는 창문의 모서리 부분은 피로에 대해서 안전하지 않는 것으로 판단된다.

6. 결 론

본 연구를 통하여 (주)우진산전이 개발하는 고무차륜 경전철 차량에 대하여 도시철도표준화 규정에 의한 정적강도 해석과 피로 해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 초기설계의 정적강도 검토 - 수직하중 상태에서 전두부 지붕구조와 차체의 용접연결부에서 허용응력 수준의 응력이 발생되고, 전체적으로 경량화의 필요성이 제기되었으므로 설계 개선이 필요하였다. 전두부의 지붕구조를 보강하고 압출재의 두께를 감소시켜서 수정설계를 도출하였다.
- 수정설계의 정적강도 검토 - 10%정도 경량화된 수정설계를 도출하였는데, 수직하중조건 및 압축하중조건에서는 허용응력 이내였으나 비틀림 하중조건에서는 거의 허용응력 수준이었다. 또한 비틀림 변위량이 전두부 지붕구조에서 19mm 정도로 상당히 크게 나타났으므로 비틀림 강성을 증가시킬 대책이 필요하다.
- 차체의 고유진동수 해석: 설계 기준인 10 Hz을 훨씬 초과하는 19 Hz가 얻어졌으므로 만족스런 설계가 되었다고 판단된다.
- 취약부에 대한 피로강도 평가 : 수직하중 조건에서는 출입문 기둥 하부 모서리에서 최대 응력이 발생하지만 피로강도 측면에서는 안전한 것으로 평가된다. 그러나 비틀림 하중조건에서는 역시 출입문 전방 기둥하부에서 피로허용 응력을 초과하는 응력이 발생하여 비틀림 강성을 보완하고 최대 응력 발생지점에서 응력 집중을 완화하는 설계 수정이 요망된다.

감사의 글

본 연구는 한국철도기술연구원에서 수행하는 '경량전철기술개발사업'의 일부분으로 이루어졌으며, 차체개발연구를 담당하는 (주)우진산전 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. 한석윤 외(2000. 5.), 경량전철시스템 기술개발사업 1차년도 연구결과보고서, 경량전철 차체 개념설계 및 구조해석, 한국철도기술연구원
2. 구정서 외(2000. 12), 경량전철의 연결 및 충돌안전도 해석 연구 결과보고서, 한국기계연구원
3. 일본기계학회편, 피로강도의 설계자료, 기전출판사, 1994
4. "European Recommendations for Aluminum Alloy Structures Fatigue Design", European Convention for Construction Steelworks(ECCS)-Technical Committee 2, 1992ed.
5. JIS E 7105, "철도차량 구체의 하중시험 방법", 일본공업규격협회, 1989