

경량전철 대차 선회프레임의 정적강도와 피로특성 분석

Static and Fatigue Analysis of Bogie Rotating Frame for Light Rail Train

구정서* 조현직* 송달호***
Koo, Jung-Seo Cho, Hyun-Jik Song, Dahl Ho

Abstract

Rotating bogie frame will be used in the bogie for the Light Rail Train being developed. In development of the bogie, analyzed were the structural strength and fatigue characteristics of the rotating bogie frame. Defined load cases were applied for the analysis. No part of the rotating bogie frame is subjected to stress beyond the fatigue endurance limits of the material used when grinding the weldment of the lower plate link bend. It is concluded that the rotating bogie frame is considered safe in the view of the structural strength.

1. 서론

현재 (주)우진산전에서 개발 중인 고무차륜 경전철에 적용되는 대차는 일본에서 운행중인 제품을 기술제휴로 도입하여 시제제작하는 방법으로 개발되고 있다. 차량의 안전성을 확보하기 위하여 차량의 설계 및 제작 시, 특히 대차의 구조강도에 대한 평가가 정밀하게 이루어져야 하는데, 대차의 구조강도 평가에는 해석적 방법과 시험적 방법이 병행되어야 한다.

대차의 구조강도를 해석적으로 평가하는 것은 경량화와 설계최적화를 위한 목적뿐만 아니라 제작 시 발생할 수 있는 취약부위에 대한 보강대책과 품질관리 측면과 함께, 시험평가 시 시험계획안을 수립하기 위해서도 필요하다. 대차 구조해석에 의하여 대차의 과도설계부분과 취약부위가 도출되면 경량화하거나 브라켓 등으로 취약부위를 보강한 후에 최종적으로 스트레인 게이지를 취부하여 정적강도시험 및 피로강도시험을 수행하여야 한다. 이와 같은 실험능력해석 기법에 의한 강도평가는 설계 및 해석 단계에서 이루어진 강도분석 자료들의 타당성을 검증하는데 사용될 뿐만 아니라 용접부, 체결부 등 해석적으로 강도평가가 난해한 부분에 대하여 설계/제작의 타당성을 평가하는데 절대적으로 필요하다.

경전철의 대차프레임은 선회프레임과 안내프레임으로 구성되어 있다. 선회프레임은 차량의 조향에 관련된 메커니즘으로 설계 되어있고, 안내프레임은 차량의 진행 궤도를 따라 진행토록 하는 안내륜과 분기륜이 장착되도록 설계되어 있다.

본 연구에서는 대차의 선회프레임에 대한 정적강도해석을 통하여 선회프레임의 정적강도를 평가하고, 정적강도해석에서 고응력이 발생하는 부위에 대해서 피로특성을 분석함으로써 대차 선회프레임의 구조강도의 적정성을 분석하였다. 선회프레임에 대한 정적강도해석 및 피로특성 분석의 절차는 안내프레임에도 그대로 적용할 수 있다. 따라서 선회프레임에 대한 해석은 전체 대차에 대한 해석의 기초가 될 것이다.

*** 한국기계연구원 신교통기술연구부 책임연구원, 정회원
** 한국기계연구원 신교통기술연구부 선임연구원, 정회원
* 한국기계연구원 신교통기술연구부 연구원, 정회원

2. 정적강도해석을 위한 대차프레임의 유한요소해석 모델

선회프레임의 정적강도해석을 위하여는 대차프레임 전체에 대한 응력해석을 하여야 한다. 그림 1 과 그림 2는 본 연구에 이용한 선회프레임과 안내프레임의 유한요소해석 모델이다.

선회프레임은 총 9,729개의 절점, 7,506의 3차원 셀, 86개의 Spring, 2,029개의 솔리드 요소로 구성되었으며, 안내프레임은 총 24,138개의 절점, 24,029개의 3차원 셀, 6개의 Beam, 1,512개의 솔리드 요소로 구성되어 있다. 본 유한요소해석 모델은 Hyper-mesh[1] S/W로 제작하였으며, ANSYS[2] 해석 S/W를 이용하여 해석을 수행하였다. 표 1은 선회프레임과 안내프레임 제작에 사용된 재료의 물성 데이터이다.

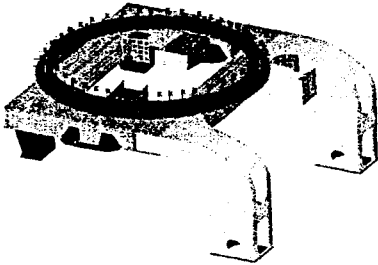


그림 1. 선회프레임의 유한요소해석 모델

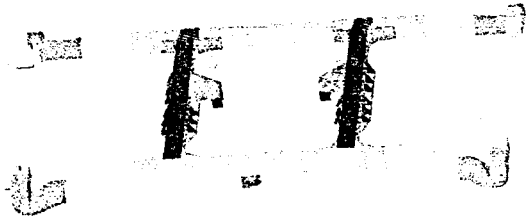


그림 2. 안내프레임의 유한요소해석 모델

표 1. 대차프레임 금속재료의 물성 데이터

재 료 명	Density [kg/mm ³]	Elastic Modulus [kgf/mm ²]	Poission's Ratio	Yield Stress [kgf/mm ²]
SM400	7.8E-6	21,000	0.3	25.0 이상
STKR400	7.8E-6	21,000	0.3	25.0 이상
SS400	7.8E-6	21,000	0.3	25.0 이상
SCW480	7.8E-6	21,000	0.3	28.0 이상

3. 선회프레임의 정적강도해석

3.1 선회프레임의 하중조건

선회프레임의 구조강도 해석을 위한 하중조건은 표 2와 같으며, 이를 그림 3 ~ 그림 6에 표시하였다. 이에 의하면, 수직방향 하중은 차체의 자중에 의한 하중으로서, 동하중계수 0.3을 포함한 수직 하중 49.0 kN이 선회프레임 전체에 작용한다. 이 하중은 수직하중의 최대치이며, 수직하중의 최소치는 자주에서 동하중계수를 뺀 0.7W에 해당하는 하중이 될 것이다. 횡방향 하중은 좌우방향으로의 진동에 따른 하중과 원심력에 의한 하중으로서, 좌측 Stopper면에 16.1 kN과 Air-spring 시트부에 6.7 kN이 좌측 Stopper면 방향으로 동시에 추가되는 하중조건이다. 길이방향 하중은 자체의 길이방향 진동에 따른 하중과 견인력에 따른 하중조건을 고려한 것으로서, 상부링크 부위에 +12.89 kN이, 하부링크 부위에는 -21.7 kN의 하중이 작용한다. 롤링하중은 편측 Air-spring의 이상상승으로 인하

여 Stopper와 접촉하는 현상을 고려하는 하중조건으로서, Coil spring 취부부에 각각 10 kN씩 수직으로 각각 다른 방향으로 부하되는 하중이다. 횡방향, 길이방향 및 롤링 하중은 위의 설명과 표2에서 알 수 있듯이 하중 그 자체가 반복하중의 성격을 가지고 있으며, 나중에 피로해석의 적용되는 하중이 될 것이다.

선회프레임의 구속조건은 선회프레임 주위에 스프링 상수가 100 kgf/mm²인 스프링 요소를 이용하여 모든 방향으로 구속하는 것으로 하였다.

표 2. 선회프레임의 하중조건표

하중 방향	하중조건	
	하중근거	하중 데이터
수직	$W \times 1.3$	49.0 kN
횡	$W \times 0.3$	Stopper : ± 16.1 kN Air Spring : ± 6.7 kN
길이	가속도와 견인력에 의한 하중 중에서 큰 하중	상부링크 : ± 12.89 kN 하부링크 : ∓ 21.7 kN
롤링	편측 공기스프링의 이상 상승인 경우 스톱퍼와 접촉하는 경우	± 10 kN

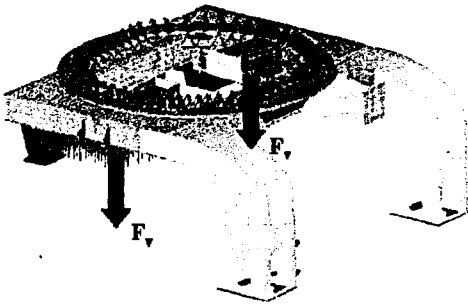


그림 3. 선회프레임에 작용하는 수직방향 하중

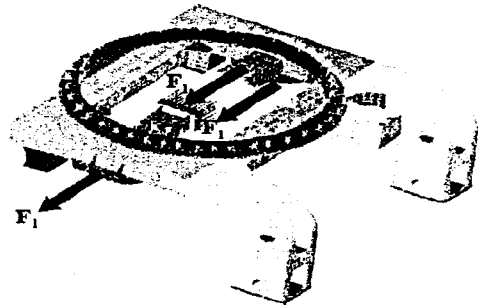


그림 4. 선회프레임에 작용하는 횡방향 하중

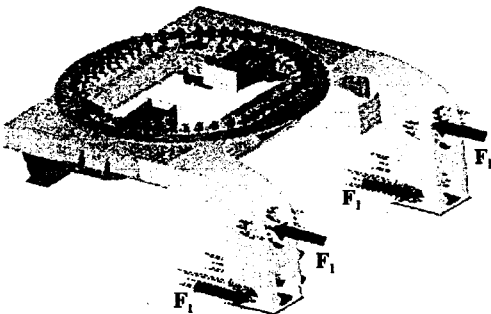


그림 5 선회프레임에 작용하는 길이방향 하중

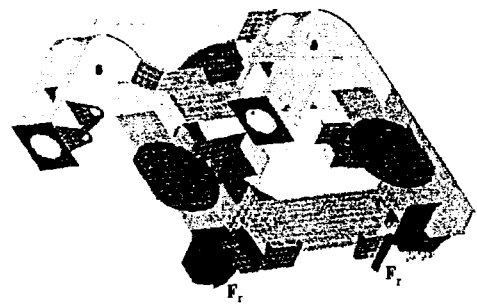


그림 6. 선회프레임에 작용하는 롤링 하중

3.2 선회프레임 정적해석 결과

그림 3과 같은 수직방향 하중이 작용하면, 그림 7에서 보는 바와 같이, Air-spring seat를 지지하는 Stiffener와 사이드 프레임의 용접부에 -8.60 kgf/mm^2 의 최소 주응력이 발생하였다. 여기서 (-)의 최소 주응력이 발생하였다는 것은 압축응력의 절대크기 최대 주응력이 발생하였다는 것을 말한다. 즉, 수직방향 하중에 의해서는 8.60 kgf/mm^2 의 압축 최대 주응력이 발생하였다고 말할 수 있다.

횡방향 하중에 대해서는, 그림 8에서 보는 바와 같이, Stopper면의 하중부하 지점에 최소 주응력 -4.65 kgf/mm^2 가 발생하였다. 수직방향 하중에 대해서와 마찬가지로 횡방향 하중에 의해서는 4.65 kgf/mm^2 의 압축 최대 주응력이 발생한 것이다.

길이방향 하중의 경우에는, 그림 9에서 보는 바와 같이, 사이드 프레임의 절곡부 내측에서 -9.06 kgf/mm^2 의 최소 주응력, 즉 9.06 kgf/mm^2 의 압축 최대 주응력이 발생하였다.

Anti-rolling 하중은, 그림 10에서 보는 바와 같이, Coil spring 취부 부위에 최대 주응력을 발생시켰으며, 크기는 $+5.50 \text{ kgf/mm}^2$ 이다. 이 경우는 5.50 kgf/mm^2 의 인장 최대 주응력이 발생한 것이다.

이상의 4가지 하중조건에서의 정적해석 결과를 종합한 것이 표 3이다. 이에 의하면, 선회프레임에 발생하는 최대 주응력은 길이방향 하중에 의한 9.06 kgf/mm^2 이며, 재료의 규정 항복강도 25.0 kgf/mm^2 보다 훨씬 작다. 대략 항복강도에 비해서 $2.76(=25.0/9.06)$ 의 안전계수를 가지고 있다고도 할 수 있다. 이는 예상되는 결과이다. 작용하는 하중들이 반복하중이기 때문에 피로를 일으키고, 이러한 피로에 대해서도 안전하려면 응력의 수준이 항복강도보다 훨씬 작아야 하기 때문이다.

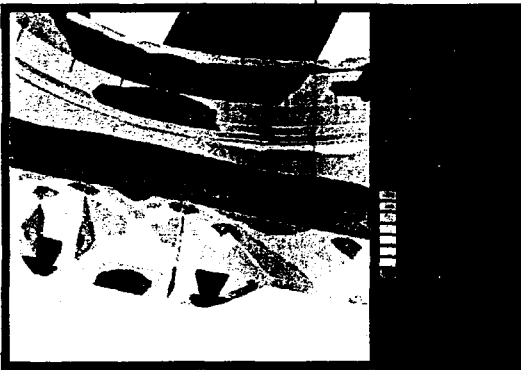


그림 7. 수직방향 하중조건에서의 주응력

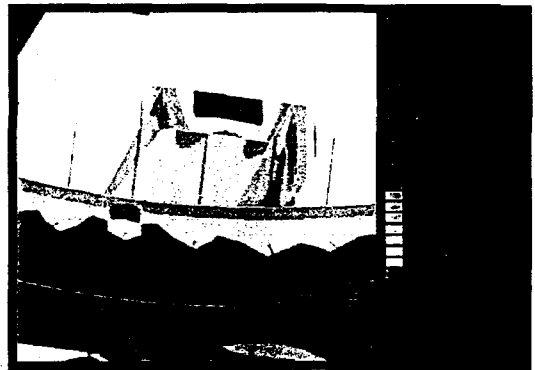


그림 8. 횡방향 하중조건에서의 주응력

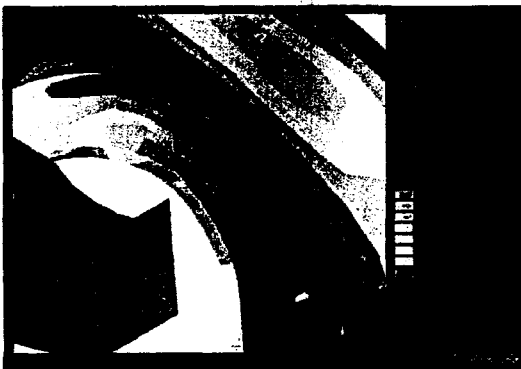


그림 9. 길이방향 하중조건에서의 주응력

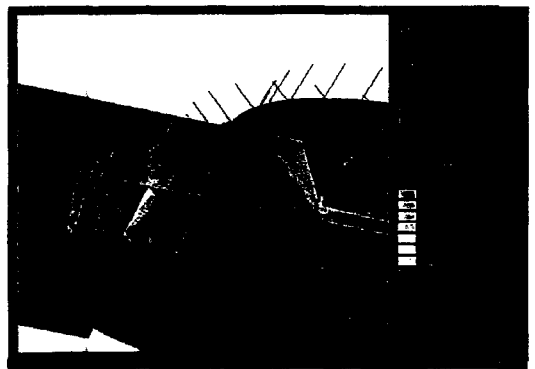


그림 10. 롤링 하중조건에서의 주응력

표 3. 선회프레임의 정적 강도해석 결과 [단위 : kgf/mm²]

하중조건	최대 주응력	인장/압축	발생 위치
수직방향 하중	8.58	압축	Air-Spring Seat부 stiffener와 side frame 용접부
횡방향 하중	4.65	압축	Stopper 하중 부하면
길이방향 하중	9.06	압축	Side Frame의 절곡부 내측
롤링 하중	5.50	인장	좌우측 Coil-Spring 귀부

4. 선회프레임의 피로특성 분석

4.1 수직하중에 대한 피로강도해석

선회프레임에 작용하는 차체의 중량 W_{total} 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 W_{total} &= \text{만차조건의 차량 중량} - \text{스프링하 질량} \\
 &= 18.0 \text{ ton} - 2.5 \text{ ton} \\
 &= 15.5 \text{ ton}
 \end{aligned} \tag{1}$$

이 하중 W_{total} 은 선회프레임의 4곳에서 지지하므로 선회프레임에 작용하는 하중은 3.875 ton이 된다. 따라서 수직방향 하중은 동하중계수 0.3을 포함한 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\begin{aligned}
 \text{수직방향 하중} &= (\text{정하중} + \text{동하중}) \times \text{선회프레임에 작용하는 하중} \\
 &= 1.3 \times W_g \\
 &= 1.3 \times 3,875 \text{ kgf} \\
 &= 5,038 \text{ kgf}
 \end{aligned} \tag{2}$$

여기서, 정하중은 3,875 kgf, 반복하중은 $\pm 1,163$ kgf이며, 이들은 각각 최대 수직하중의 76.9 % 및 23.1 %이다. 정하중과 동하중으로부터 수직방향 하중의 최소값을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \text{수직방향 하중 최소치} &= \text{정하중} - \text{동하중} \\
 &= 3,875 \text{ kgf} - 1,163 \text{ kgf} \\
 &= 2,712 \text{ kgf}
 \end{aligned} \tag{3}$$

식 (2)와 (3)으로부터 다음과 같은 응력비 R을 얻었다.

$$\begin{aligned}
 R &= \sigma_{min} / \sigma_{max} = P_{min} / P_{max} \\
 &= 2,712 \text{ kgf} / 5,038 \text{ kgf} \\
 &= 0.538
 \end{aligned} \tag{4}$$

정적강도해석 결과, 수직방향 하중조건에서 절대값에 의한 최대응력은 Air-spring seat를 지지하는 Stiffener와 사이드 프레임의 용접부에서 -8.60 kgf/mm^2 으로, 재료의 항복강도인 25.0 kgf/mm^2 보다 작으므로 평균응력은 다음과 같이 구한다. 즉,

$$\begin{aligned}
 \sigma_{mean} &= \sigma_{max} \times \frac{P_{mean}}{P_{max}} \\
 &= 8.58 \times 3,875 / 5,038 = 6.60 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned} \tag{5}$$

따라서, 응력진폭은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \sigma_a &= \sigma_{max} \times \frac{\Delta P}{P_{max}} \\
 &= 8.58 \times 1,163 / 5,038 \\
 &= 1.98 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned} \tag{6}$$

표 4는 선회프레임의 정적강도해석에서 고응력 발생부의 재료인 SS400의 기계적 성질이다.

표 4. 고응력 발생부 재료의 기계적 성질

재질	항복강도	인장강도	피로강도 [단위 : kgf/mm ²]		
			모재부	용접후 grinding 부	용접부
SS400	25.0	41.0	14.0	11.0	7.0

또 다른 재료인 SM400에 대한 피로강도의 특성 데이터는 없었다. 다만, SM400의 일반 기계적 특성, 즉 항복강도 및 인장강도는 동일한 것으로 명시되어 있으므로 용접특성 등을 고려할 때의 피로 특성도 같다고 가정한다. 이에 대해서는 추후 검토가 요구된다.

평균응력이 6.60 kgf/mm²인 경우의 용접부의 피로한도 $\Delta S_{(R=0.538)}$ 는 Goodman 식으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{모재부 : } S_{\alpha(R=0.538)} &= S_{\alpha(R=-1)} \times \left[1 - \frac{\sigma_{mean}}{S_{ult}} \right] \\ &= 14.0 \times [1 - 6.60/41.0] = 11.75 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned} \quad (7)$$

동일한 방법으로, 용접한 후에 grinding을 한 부위에 대해서는 9.23 kgf/mm², 용접부에 대해서는 5.87 kgf/mm²가 된다.

수직방향 하중에 의해서 최대 피로응력진폭 1.98 kg/mm²가 발생하는 부위는 용접부이며, 피로허용응력진폭 5.87 kgf/mm²보다 작으므로 피로에 대해 안전하다.

4.2 횡방향 하중에 대한 피로강도해석

선회프레임에 작용하는 횡방향 하중은 반복적인 횡방향 하중인 1,163 kgf이다. 따라서, 횡방향 하중의 평균응력은 0이며, 응력비 $R=-1$ 임을 알 수 있다.

$$R = -1, \sigma_{mean} = 0$$

횡방향 하중조건에 대한 해석 결과 최대 주응력은, 좌측 Stopper 하중 부하면 하부(용접부)에서 발생하며, 압축응력 4.65 kgf/mm²이다. 이는 피로하중의 응력진폭이기도 하다.

$$\sigma_a = 4.65 \text{ kgf/mm}^2$$

횡방향 하중조건에 의한 최대 피로응력진폭이 발생하는 부위는 용접부이며, 용접부의 피로허용응력진폭은 7.0 kgf/mm²이다.

$$\text{용접부 ; } S_{\alpha(R=-1)} = 7.0 \text{ kgf/mm}^2$$

횡방향 피로하중의 응력진폭 4.65 kgf/mm²은 용접부의 피로허용응력진폭 7.0 kgf/mm²보다 크다. 따라서, 횡방향 하중조건에서는 피로에 대해서 안전하다.

4.3 길이방향 하중에 대한 피로강도해석

선회프레임에 작용하는 길이방향 하중은 상부링크 ±12.89 kN, 하부링크 ±21.7 kN이다. 따라서, 길이방향 하중의 평균응력은 0이며, 응력비 $R=-1$ 임을 알 수 있다.

$$R = -1, \sigma_{mean} = 0$$

길이방향 하중에 의한 최대 주응력은 Lower Plate Link 절곡부에서 9.06 kgf/mm²의 압축응력이다. 이는 피로하중의 응력진폭이기도 하다.

$$\sigma_a = 9.06 \text{ kgf/mm}^2$$

길이방향 하중조건에 의한 최대 피로응력진폭이 발생하는 부위는 용접부이며, 용접부의 피로허용응력진폭은 7.0 kgf/mm²이다.

$$\text{용접부 ; } S_{a(R=-1)} = 7.0 \text{ kgf/mm}^2$$

길이방향 피로하중의 응력진폭 9.06 kgf/mm²은 용접부의 피로허용응력진폭 7.0 kgf/mm²보다 크다. 따라서, 길이방향 하중조건에서는 피로에 대해 안전하지 않다.

그러나, 용접부를 용접 후에 grinding을 하는 경우의 피로허용응력진폭 11.0 kgf/mm²이다.

$$\text{용접후에 Grinding하는 부위 : } S_{a(R=-1)} = 11.0 \text{ kgf/mm}^2$$

이 경우에는 피로하중의 응력진폭 9.06 kgf/mm²이 재료의 피로허용응력진폭 11.0 kgf/mm²보다 작다. 따라서 길이방향 하중조건에서 피로에 대해서 안전하게 된다.

이상을 종합하면, 길이방향 조건에서 피로에 안전하기 위해서는 Lower Plate Link 절곡부의 용접부를 grinding해 주어야 한다. 용접후에 grinding하는 것이 불편하다면, 피로에 안전하기 위해서는 절곡부의 두께를 변경하는 등의 설계변경이 필요하다.

4.4 롤링 하중에 대한 피로강도해석

선회프레임에 작용하는 롤링 하중은 반복적인 하중으로 크기는 10.0 kN이다. 따라서, 롤링 하중의 평균응력은 0이며, 응력비 $R=-1$ 임을 알 수 있다.

$$R = -1, \sigma_{mean} = 0$$

롤링 하중조건에 대한 해석 결과 최대 주응력은, 좌우측 Coil-spring 취부에서 +5.50 kgf/mm²이었다. 이는 피로하중의 응력진폭이기도 하다.

$$\sigma_a = 5.50 \text{ kgf/mm}^2$$

롤링 하중조건에 의한 최대 피로응력진폭이 발생하는 부위는 용접부이며, 용접부의 피로허용응력진폭은 7.0 kgf/mm²이다.

$$\text{용접부 ; } S_{a(R=-1)} = 7.0 \text{ kgf/mm}^2$$

롤링 피로하중의 응력진폭 5.50 kgf/mm²은 용접부의 피로허용응력진폭 7.0 kgf/mm²보다 크다. 따라서, 롤링 하중조건에서는 피로에 대해서 안전하다.

4.4 피로강도해석 조합

표 5는 선회프레임의 정적강도해석을 통한 피로특성 분석 결과이다.

표 5. 선회프레임 피로해석 결과 요약 [단위 : kgf/mm²]

하중 방향	하중근거	위치	재료	응력비	최대 응력	응력진폭	허용응력진폭	위치 분류	피로 안전
수직	Wg×1.3	측면보강 Rib 부위	SS400	0.538 (=0.7/1.3)	압축 8.58	1.98	5.87	용접부	안전
길이	상부링크 : ±12.89 kN 하부링크 : ∓21.7 kN	Lower Plate Link 절곡부	SM400	-1	압축 9.06	9.06	7.0	용접부	불안전
							11.0	Grinding	안전
횡	W×0.3 g	좌측 Stopper 하중 부하면	SM400	-1	압축 4.65	4.65	7.0	용접부	안전
롤링	±10 kN	좌우측 Coil Spring 취부부위	SS400	-1	인장 5.50	5.50	7.0	용접부	안전

이를 종합하면 선회프레임은 Lower Plate Link 절곡부의 용접부를 Grinding 한다면 각각의 하중 조건의 경우에 피로에 대해서 안전하다고 할 수 있다.

5. 결 론

대차의 선회프레임에 대해서 수직방향, 횡방향, 길이방향 및 롤링 하중에 대하여 정적강도해석 및 피로해석을 수행하였다. 이들 해석의 결과로부터 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 선회프레임에 발생하는 최대응력은 길이방향 하중에 의해서 Lower Plate Link 절곡부의 용접부에서 9.06 kgf/mm^2 의 압축응력이었다. 이 응력치는 재료의 규정 항복강도 25.0 kgf/mm^2 에 비해서 $2.76(=25.0/9.06)$ 의 안전계수를 갖는다.

(2) Lower Plate Link 절곡부의 용접부는 길이방향 피로하중에 대해서, 용접후 Grinding을 하지 않는다면 피로에 대해서 안전하지 않으나, Grinding을 한다면, 피로에 대해서 안전하다. 그외의 하중에 대해서는 선회프레임은 피로에 대해서 안전하다고 하겠다.

이상의 결과들은 각각의 하중조건들이 개별적으로 작용한다고 생각한 경우이다. 이들 하중조건들이 복합적으로 작용하는 경우에 대해서도 해석할 필요가 있으며, 앞으로 이들에 대한 해석을 계속적으로 수행하려고 계획하고 있다.

선회프레임에 대한 정적강도해석 및 피로해석의 절차는 앞으로 대차의 안내프레임에도 그대로 적용될 예정이며, 안내프레임에 대한 해석이 완료되면 대차 전체의 구조강도 해석이 완료될 것이다.

후기

본 연구는 한국철도기술연구원이 총괄 주관기관이 되어 수행하고 있는 경전철 기술개발사업 중에서 주관기관 우진산전(주)으로부터 위탁을 받아 수행하고 있는 “대차의 피로강도 해석연구” 과제의 연구 결과의 일부입니다.

참고문헌

6. 참고문헌

1. Hyper-mesh, Altair Engineering, Inc
2. ANSYS, ANSYS, Inc. Corporate
3. SS 400, JIS G 3101
4. JIS E4207 “철도차량용 대차프레임의 설계통칙”
5. “SMSC 신형 직교류 WVF 전동차 하중시험 결과 보고서” 현대정공, 1993.5
6. 건설교통부, “도시철도차량표준사양” 보고서, 1998.2
7. 도서출판 명신, “경량전철기술”, 2001.5
8. 한국철도연구원, “고무차륜형식 AGT대차의 내구성 평가 및 시스템 최적화” 보고서, 1999.12