

# 고무차륜형 AGT 주행장치의 진동피로해석

## Vibration Fatigue for the Bogie Frame of the Rubber Wheel AGT

유형선<sup>1</sup>, 윤성호<sup>2</sup>, 변상윤<sup>3</sup>, 편수범<sup>3</sup>

Hyeong-Seon Yoo, Seong-Ho Yun, Sang-Yun Pyun, Soo-Bum Pyun

**Keywords :** AGT (Automated Guideway Transit: 부인자동경량전철), Bogie Frame(대차프레임), Strength Analysis (강도해석), Frequency Response Analysis(주파수 응답해석), Vibrational Loading(진동하중)

### Abstract

The rubber wheel-type AGT has two major kinds of bogie; one is the bogie type and the other steering one. Both are important vehicular structure to support the whole running vehicle and passenger loads. This paper deals with the static analysis for the two types of bogie frame subjected to combined external forces, as well as independent ones specified in UIC 515-4. Furthermore, the dynamic analysis is performed under vibrational loading conditions so as to compare dynamic characteristics, Numerical results by using commercial packages, I-DEAS and NASTRAN show that maximum stresses do not exceed the yield strength level of material used for both bogies. From an overall viewpoint of strength, the bogie type turns out to be superior to the steering type except for the case of a lateral loading. It is also observed that the steering type shows a characteristics of low frequency behavior during a course of searching for structurally weak areas to be stiffened. The vibrational fatigue analysis for each bogie frame depends on the loading time history conditions which is applied Time History Central Database List in the NASTRAN package. Subsequently, the fatigue life of bogie type is longer than the steering type.

### 1. 서론

피로해석의 첫 단계는 구조물이 시간영역에서 응력이력, 또는 변형률이력을 기술하는 것이다. 만일 응력 또는 변형률의 진폭이 일정한 진폭을 가지고 주기적으로 변동한다면 피로해석은 S-N 선도에 의하여 해석될 것이다.[1] 이러한 선형적인 피로해석은 피로의 연속성, 즉 하중이 적용되는 동안 어디서 피로가 발생하는 위치와 상관없

으며 하중의 크기를 반영하지 못하였다. 이러한 문제를 극복하기 위하여 실험으로부터 재료 및 형상계수를 산정하고, 연속적인 피로발생을 예측할 수 있는 계산방법과 새로운 손상계수 (Damage Fraction) 산출방식이 제시되었다.[2~3]

피로반응의 이력이 시간에 따라서 불규칙할 때는 주로 레인플로우 싸이클 계산법(Rain flow Cycle Counting)이 사용되어 왔다. 이 방법은 실측한 피로시험 결과인 무한개의 변형률-시간 선도를 유한개의 싸이클로 분리하여 일정한 시간마다 변형률의 크기를 조사하거나, 변형률의 최대치와

\*1 정회원, 인하대학교 자동차 공학과 교수

\*2 정회원, 금오공과대학교 기계공학부(자동차) 교수

\*3 비회원, 인하대학교 자동차 공학과 대학원

최소치를 파악하고, 변형률의 한계 범위를 설정한 후, 그 주기성을 탐지하여 평균 변형률을 계산하고 이를 토대로 하여 선형적인 S-N 선도에 적용하였다.<sup>4)~6)</sup> 또한 이러한 방법들은 복잡한 하중이력에 대하여 피로수명을 예측하는데 있어 객관적인 관찰이 결여되어 전산 알고리즘을 표준화하고 일반적인 하중의 히스테리시스에 대하여도 하중 싸이클을 결정하는 도구가 마련되었다.[7~9]

그러함에도 불구하고 상기의 방법들은 구조물에 적용되는 하중이력이 시간영역으로 표현되어 그 결과도 모두 시간영역에서 데이터를 분석하여 피로수명을 예측하는데 불과하다. 또한 실제 시간영역에서의 하중을 유한갯수로 정량화 함으로써 전체의 하중을 대표한다고 할 수 없으며, 시계열 함수를 처리하는데 있어서도 처리시간이 길 수밖에 없는 실정이다.

모든 철도차량 구조물은 동하중의 영향으로 피로가 누적되거나, 이로 인하여 파괴가 일어난다. 궤도에서 운전 중에 동하중을 정량적으로 탐지한다는 것은 매우 힘들고, 불규칙적으로 동하중이 변화하며, 그 변화가 미약하여 공학적으로 적용하기가 곤란한 상태에 있을 수도 있다. 따라서 이러한 하중은 임의의 신호로 처리할 수밖에 없는 상황이다.[10~11]

임의로 가해지는 모든 하중을 구조물에 적용시키기 위해서는 하중의 전체에너지가 포함되어 있는 전력스펙트럼밀도함수(PSD: Power Spectral Density)를 적용하여 그 결과를 주파수영역에서 관찰하고 응력의 분포를 파악하여 시간영역으로 환산함으로써 실제 하중에서의 피로수명 예측이 더욱 타당하다고 할 수 있다. 마치 진동에서 진폭-시간 선도가 전력스펙트럼밀도-주파수로 대응하듯이 S-N 선도에서 변형률 (또는 응력)-싸이클수가 확률 밀도함수(PDF: Probability Density Function) -응력범위로 표현되는 것과 같다. 따라서 주파수 영역에서의 진동피로해석은 응력 및 변형률 이력을 알 수 있는 유한요소해석 모델이 필요하고, 진동하중에 관한 전력 스펙트럼 밀도함수를 생성해야 된다.[12~14]

본 논문에서는 모델링과 Mesh작업은 I-DEAS

로 표현된 조립품의 해석은 NASTRAN을 이용하여 AGT 대차의 정적해석과 정규모드해석, 주파수응답해석 및 진동피로해석까지 수행하였다. 유한요소해석에서 두 가지 형식인 보기식과 스티어링식에 대한 수직하중과 좌우하중 및 복합하중의 변위, 응력 또한 동특성 해석과 진동피로해석을 통해 비교 분석한다.

## 2. 대차에 작용하는 하중 종류 및 크기

본 논문에서는 International Union of Railways에서 제정한 Code에 사용되는 대차프레임의 구조해석 하중조건을 근거에 관한 자료를 이용하여 실제 해석에 사용되는 값을 적용하였다.[15] 두 가지 대차에 적용될 하중제원[16~17]은 표 1과 같다.

Table 1 Load specification for simulation

제원 \ 대차형식	Bogie 식		Steering 식	
	동력 대차	부수 대차	동력 대차	부수 대차
대차실량(m+)	1,730 kg	1,440 kg	1,970 kg	1,690 kg
공차중량(W <sub>c</sub> )	10,500 kg/ 차량			
만차중량(W <sub>t</sub> )	14,000 kg/ 차량			
승객중량(c)	3,500 kg/ 차량			
최고속도(V <sub>max</sub> )	60 km/h			
본선 최소반경(R <sub>min</sub> )	60 m			

### 2.1 좌우하중

UIC 515-4에 의하여 예외하중(exceptional loads) 하에서의 정적 시험 시 좌우하중(F<sub>y</sub>)을 식 (2)에 의하여 구할 수 있다.

$$F_{y\max}(N) = 2 \times \left( 10^4 + \frac{m_{\text{axl}} \times g}{12} \right) \quad (1)$$

먼저 식 (1)에 의하여 동력대차와 부수대차의 대차 당 좌우하중(F<sub>y</sub>) 크기는 42,867 N이다.

해외의 경우 실제 적용한 최대하중은 18,000 N이다. 여기서는 실제 운행중인 대차를 모델링 하였고 원심력 기준에 근사한 하중 18,000 N을 해석시 Bogie식과 Steering식에 모두 적용하였다.[18]

**2.2 수직하중**

UIC 515-4에 의하여 예외하중(exceptional loads)하에서의 정적 시험시 수직하중(Fz)은 식 (2)로 표현할 수 있다.

$$Fz(N) = \frac{1.4}{4} (m_{vel} + 2m) \times g \quad (2)$$

여기에서

$m_{vel}$  (kg) =  $m_{vom} + c$  : (만차 질량)

$m_{vom}$  (kg) : (공차 질량)

$m_{vel}$ 는 만차중량과 같으므로 각 하중제원을 식 (2)에 적용하면 동력대차의 수직하중(Fz)의 크기는 45,221 N이고 부수대차의 수직하중(Fz) 크기는 47,724 N이 된다. 여기서는 Bogie형식과 Steering형식 모두 수직하중으로 47,724 N을 적용하였다.

**2.3 복합하중**

위의 두 종류 하중 즉 좌우하중 18,000 N과 수직하중 47,724 N을 Bogie형식과 Steering형식 모두 동시에 적용하였다.

**3. 모델링**

본 연구에서 모델링한 강재는 일반구조용 압연강재(KSD 3503)로써 이 재료의 물성치는 표 2과 같다. 유한요소 모델에는 Shell 요소를 이용하여 대차프레임을 Mesh 하기 위해서는 불필요한 Round, Chamfer등은 제거하고, Model을 완성하였다.

**Table 2 Material property**

탄성계수 E (GPa)	206.8
프와송 비 $\nu$	0.29
항복강도 (Mpa)	245

하중조건은 좌우 하중일 경우, 두 형식 모두 대차를 선단부에 주었다. 수직하중일 경우, Bogie형식은 두 개의 공기 스프링이 어느 정도 힘을 감쇠 시키지만 여기에서는 스프링 힘을 고려하지 않고 대차의 상부회전판에 주고, Steering형식 역시 공기 스프링을 고려하지 않고 브라켓 상단부에 주었다. 경계조건은 차축이 고정되는 면을 완전 구속하였다.

**4. 정적해석**

본 연구에서 두 형식인 Bogie식과 Steering식에 대하여 수직하중, 좌우하중과 복합하중을 적용하여 해석한 결과를 표 3에 나타냈다.

**Table 3 Result of analysis for each load of Bogie type and Steering type**

형식 \ 하중	Bogie식		Steering식	
	최대응력 (MPa)	최대변위 (mm)	최대응력 (MPa)	최대변위 (mm)
좌우하중	0.52	0.0135	0.957	0.0157
수직하중	2.06	0.0193	1.06	0.0017
복합하중	2.04	0.0194	1.1	0.0149

위 표3에서 알 수 있듯이 Bogie형식이 Steering형식 보다 수직하중과 복합하중이 작용할 때 최대 응력과 변형이 더 크게 나타남을 알 수 있고 좌우하중이 작용할 때는 Bogie형식 이 더 크게 나타남을 보여준다. 좌우하중일 때 Bogie형식은 안내륜의 굴곡된 부분에서 최대 응력이 발생되고 최대 변위는 안내륜의 끝부분에서 나타났다.

Steering형식은 최대 응력은 차축과 맞닿는 면, 즉 구속면 부분에 발생하고 최대변위는 Bogie 형

식과 마찬가지로 안내륜의 끝 부분에서 나타났다. 수직하중일 때 최대응력은 Boige형식은 하부회전판 지지대의 구부러진 부위에 2.06 MPa로 경우와 같이 최대 변위는 상부회전판 모서리 부분에 나타났으며, Steering식의 경우, 최대 응력과 변위가 브라켓 윗면에 나타났음을 보여준다.

복합하중일 때 Bogie형식은 수직하중의 최대응력과 최대변위는 발생한 곳의 위치와 값도 거의 비슷하게 나타났다. 그러나 Steering 식은 최대 응력은 브라켓 상부에 1.1 MPa 변위의 최대는 안내륜 프레임 끝부분에 났음을 알 수 있다. 대차프레임에 발생하는 최대응력은 소재의 허용응력(철도차량의 설계 시에는 항복응력(표 2 참조) 일반적으로 사용)보다 작아야 하는 데, 두 형식 다 작게 나타나 안전한 것으로 나타났다.

### 5. 정규모드 해석

NASTRAN 패키지의 Normal Mode 해석을 통하여 10차 모드까지의 고유진동수를 표 4에서 두 형태의 프레임의 고유진동수를 모드별로 비교한다. 고유진동수가 Bogie형식에 비해 Steering형식이 더 저주파의 특성을 갖고 있음을 알 수 있다.

Table 4 Eigenvalues of two types of bogies.

mode	Bogie type			Steering type		
	$\lambda$	$\omega_n$	f(Hz)	$\lambda$	$\omega_n$	f(Hz)
1	5.60E+4	237	37.6	2.07E+04	144	22.8
2	6.28E+4	251	39.8	3.47E+04	186	29.6
3	9.18E+4	303	48.2	5.40E+04	232	36.9
4	9.24E+4	304	48.3	6.95E+04	263	41.9

그림 1은 Bogie형식 1차 고유진동수는 37.6 Hz로 나타났고 상부회전판과 하부회전판에서 좌우로 변위가 많이 일어남을 알 수 있다. 2차 고유진동수는 39.8 Hz이며 안내륜 프레임에서의 안내륜 프레임에서 상하로 최대 변위가 관측 되었다.

그림 2는 Steering형식 1차 고유진동수 22.8 Hz 일 때 발생하며 평행링크 프레임에 좌우로 비틀

림이 일어나고, 2차에서 4차까지 평행링크 프레임과 안내륜에서 좌우 및 상하로 많은 변위가 발생됨을 알 수 있다.

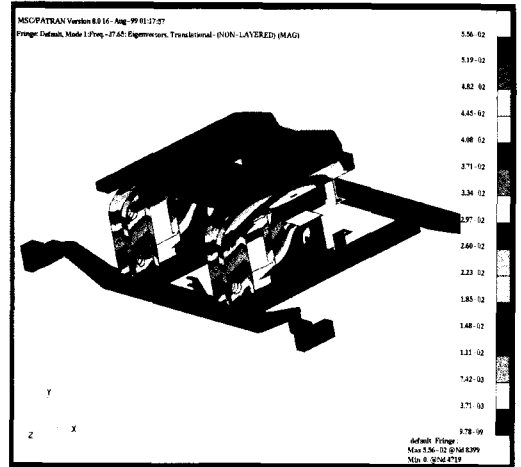


Fig. 1 The first normal mode of the Bogie type at 37.65 Hz.

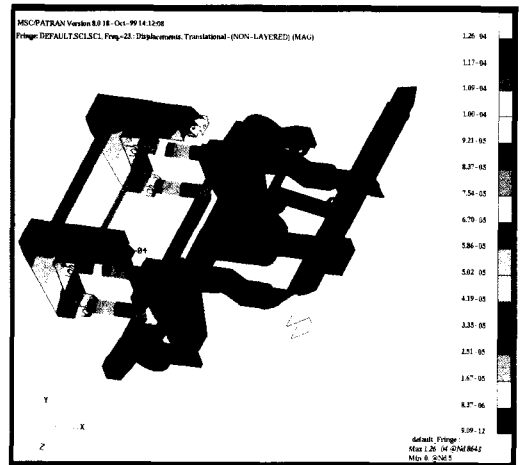


Fig. 2 The first normal mode of the Steering type at 22.8 Hz.

### 6. 주파수 응답해석

가해지는 하중의 크기와 가진 주파수를 이용하여 실제 시간 영역의 하중을 정적인 주파수 영

역으로 바꾸어 정적인 구조해석을 수행했을 때의 구조물의 응답을 검증하는 것이 중요한 의미가 있다. 시스템에 가해지는 하중의 크기와 가진 주파수를 이용하여 시간 영역에서 시스템의 응답을 구할 수 있으며, 이 결과를 주파수 영역으로 바꾸어 주파수 영역으로 시스템의 응답을 구한다. 여기서는 구조물의 공진 주파수 영역에서의 반응상태를 알 수 있다. 외부에 힘 18,000 N과 주파수영역을 0~100 Hz까지 변화를 주어서 위에서 구한 고유 진동수부근에서 시스템의 응답을 분석한다.

**Table 5 Results of frequency response analysis for each load of Bogie type and Steering type**

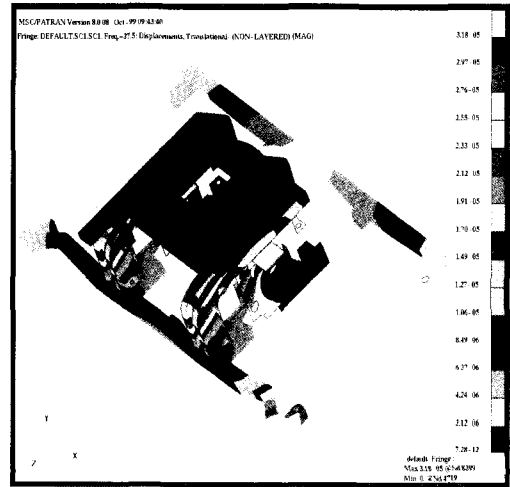
mode	Bogie type			Steering type		
	f(Hz)	최대 변위 (mm)	최대응력 (MPa)	f(Hz)	최대 변위 (mm)	최대응력 (MPa)
1	37	0.031	3.08	23	0.126	6.85
2	40	0.44	9.03	29.5	0.121	5.15
3	48	0.255	5.37	36.5	0.307	15.8
4	48.5	0.867	19	42	0.081	7.48

표 5에서 보는 바와 같이 Bogie형식에서는 37.5 Hz에서 최대 변위 0.031 mm 40 Hz에서는 0.44 mm로 나타났으며 Steering형식은 23 Hz에서 0.126 mm, 29.5 Hz에서 0.121 mm로 나타났다. 최대응력은 두 형식 모두 차축을 지지하는 브라켓부분에서 많이 발생되었다. Bogie형식에서는 37.5 Hz에서 최대 응력 3.08 MPa 40 Hz에서는 9.03 MPa로 나타났으며, Steering 형식은 23 Hz에서 6.85 MPa, 29.5 Hz에서 5.15 MPa 나타났다.

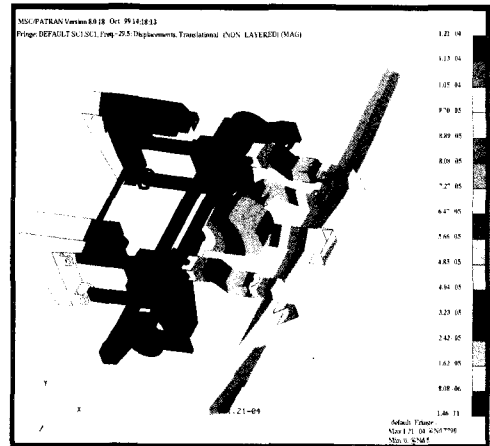
그림 3은 Bogie형식의 주파수영역이 37.5 Hz일 때의 변위를 보여 주고 있다. 하부회전판과 브라켓과 안내륜 프레임 등 대차 전반의 영향을 받고 특히 하부회전판에서 최대변위 0.031 mm 으로 나타났다. Bogie형식은 1차 모드에서는 전체적인 영향이 있지만 2차, 3차, 4차는 대차의 안내륜에만 영향이 미치는 것을 알 수 있었다.

다음은 Steering형식에 대한 주파수 응답의 결

과를 그림 4에 나타내었다. 주파수 23 Hz 일 때의 평행 링크 프레임의 상단 끝 부분에 최대 변위 0.126 mm가 나타났고 주파수 29.5 Hz 일 때의 변위를 나타낸 것이며 29.5 Hz와 36.5 Hz 에서는 안내륜 프레임에 끝면에 최대 변위가 나타났다.



**Fig. 3 The frequency response analysis of the first mode at 37.5 Hz for the Bogie type.**



**Fig. 4 The frequency response analysis of the second mode at 29.5 Hz for the Steering type.**

## 7. 진동피로 해석

### 7.1 개요

진동피로해석은 정규모드해석과 주파수 응답해석을 먼저 수행한 후 하중이력을 주파수 영역의 PSD 형태로 입력하여 피로수명을 수행한다.

본 연구에서 적용된 응력 파워스펙트럼 밀도를 이용하는 방법은 주파수 영역에서의 내구해석방법으로서 대차의 진동특성 변화에 따른 내구성능 기여도 등을 정량적으로 파악할 수 있는 효과적인 방법이다.

먼저 하중 이력 값은 자동차에서 현재 널리 사용되고 있는 표준 하중이력 중 랜덤(Random)한 신호를 선택하여 이를 변형시켜 두 형식의 대차에 적용하였다. 주파수 응답해석의 결과를 토대로 두 형식의 대차의 브라켓 부분이 가장 취약함 부분이므로 진동피로해석에서는 브라켓 부분만 나타내고 있다. 표 6에서는 두 형식의 내구 피로수명 및 손상을 가장 취약한 노드(Node) 별로 나타내었다.

### 7.2 하중 이력 데이터

대차가 가이드 라인을 따라 움직일 때 안내륜 프레임에 적용한 하중이력의 실제적인 데이터가 없기 때문에 여기서는 자동차에서 표준하중이력을 변형시켜 적용하였다.

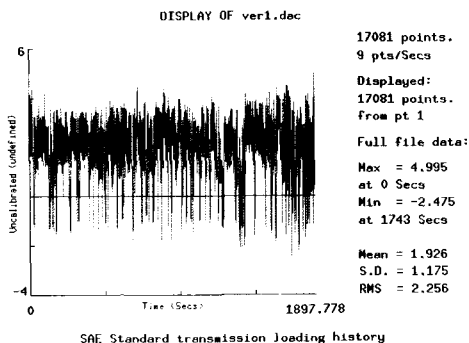


Fig. 5 Loading time history data modified in NASTRAN.

먼저 시간영역의 하중이력에 대하여 PSD 형태를 주파수 영역으로 변환하였다. 그림 5는 최대 4.995 N과 최소 -2.475 N을 갖는 한 하중이력을 PSD로 바꾸면 그림 6과 같이 나타난다.

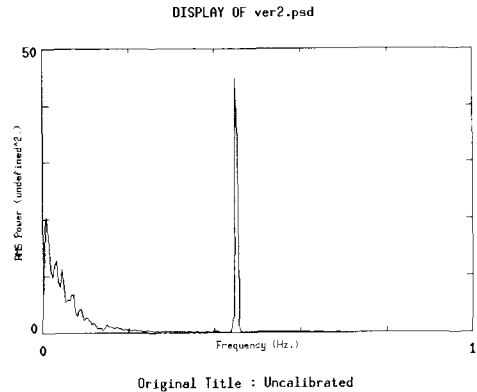


Fig. 6 Power Spectral Density(PSD)

### 7.3 재료 물성치

기계적 성질, 피로 물성값은 시험 데이터를 직접 이용할 수 있으나, 여기서는 이러한 데이터가 없기 때문에 NASTRAN의 Material Database Manager를 사용하여 구조물의 인장강도로부터 유추해 냈다. 또 생산공정에서 사용된 열처리 방법, 표면 후처리, 표면 처리 등에 대한 상세한 데이터가 없으므로 해석조건에서 제외시켰다.

### 7.4 해석결과

Bogie형식인 경우는 최소 수명은 40년으로 볼 수 있으며 Damage가 1일 때 파괴가 발생하는데 여기에서는 초당 받는 Damage는 7.92 E-10 (Damage/sec)으로 나타났다.

Steering형식일 때는 최소 수명 36년, Damage는 8.83 E-10 (Damage/sec)로 각각 나타났다. 그림 7과 그림 8은 Bogie형식과 Steering형식의 취약 부위를 보여주고 있고, Log of Damage를 나타내고 있다. 여기서 Bogie형식은 차축을 지지하는 브라켓 부분 아래쪽이 가장 취약한 것으로 나

타났고, Steering형식은 차축을 지지하는 브라켓의 부분 위쪽이 가장 취약한 것으로 나타났다.

8. 결론

Table 6 Comparisons of life years and damage

Bogie type			Steering type		
Node	Damage/sec	Life Years	Node	Damage/sec	Life Years
26274	7.92E-10	40	20874	8.83E-10	36
26259	4.81E-10	66	20873	7.32E-9	43
26289	2.40E-10	132	20875	4.11E-10	77
3143	2.06E-10	153	21283	2.94E-10	107
3271	1.04E-10	303	21168	2.43E-10	130

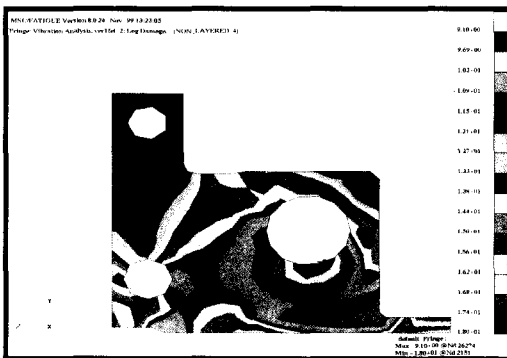


Fig. 7 The representative fatigue damage for bracket of Bogie type

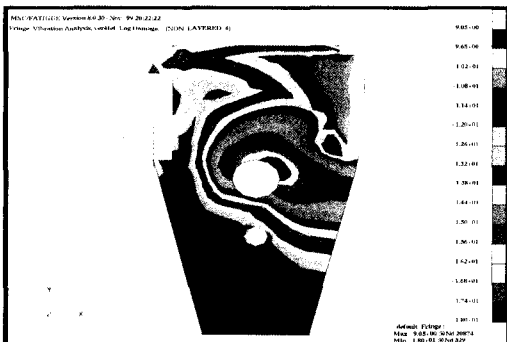


Fig. 8 The representative fatigue damage bracket of the Steering type

본 논문에서는 차체하중과 승객하중 및 주행성능 등의 영향을 미치는 대차의 두 형식 Bogie식과 Steering식에 대하여 외부에서 힘을 받을 때 정적해석을 비교하였다.

또한 구조물이 주기적인 가진을 받고 있는 경우 시스템에 가해지는 임의의 크기의 하중과 가진 주파수를 이용하여 시간 영역에서 시스템의 응답을 구할 수 있으며, 이 결과를 주파수영역으로 바꾸어 주파수영역으로 시스템의 응답 및 진동피로해석을 하였다.

위의 결과들을 종합해 보면 다음과 같다.

첫째, 정적하중이 작용할 경우에 대차프레임에 발생하는 최대응력은 소재의 허용응력 (철도차량의 설계 시에는 항복응력을 일반적으로 사용)보다 작아야 하는데 두 형식 다 작게 나타나 안전한 것으로 나타났다. 따라서 좌우하중이 많이 받는 곳에서, 즉 곡선로에서는 Bogie형식 유리하고 경사로에서는 Steering형식이 더 유리하다고 볼 수 있다. Steering형식이 좌우하중을 제외하고 나머지 수직하중과 복합하중에서는 Bogie형식 보다 유리하다는 것을 알 수 있다.

둘째, 정규 모드 해석에서는 Steering형식이 Bogie형식 보다 상대적으로 낮은 주파수 특성을 갖고 있는 것으로 나타났다. 그러나 실제의 가진 주파수의 영역을 알 수 없기 때문에 어느 형식이 더 좋은 지는 판단하기는 어려움이 있다.

셋째, 진동피로해석에서 브라켓의 수명은 Bogie형식이 Steering형식보다 더 길다.

참고 문헌

1. M. A. Miner, "Cumulative Damage in Fatigue," Journal of Applied Mechanics, Vol. 12, Trans. of ASME, Vol. 67, pp. A159~164, 1945.
2. S. M. Marco and W. L. Starkey, "A Concept of Fatigue Damage," Trans. of ASME, Vol. 76, No. 4, pp. 627~632, 1954.
3. J. A. Collins, Failure of Materials in Mechanical

- Design, Wiley, New York, 1981.
4. T. Endo et al., "Damage Evaluation of Metals for Random or Varying Loading," Proc. of the 1974 Symposium on Mechanical Behavior of Materials, Vol. 1, The Society of Materials Science, Kyoto, Japan, pp. 371~380, 1974.
  5. H. Anzai and T. Endo, "On-Site Indication of Fatigue Damage Under Complex Loading," *International Journal of Fatigue*, Vol. 1, No. 1, pp. 49~57, 1979.
  6. G. M. van Dijk, "Statistical Load Data Processing," 06th ICAF Symposium, Maiami, Florida, May 1971.
  7. American Society and Testing and Materials, Annual Book of ASTM Standards, Section 3: Material Test Methods and Analytical Procedures, Vol. 03.01-Metals-Mechanical Testing: Elevated and Low-Temperature Tests, ASTM, pp. 836~838, 1986.
  8. S. D. Downing and D. F. Socie, "Simplified Rain Flow Counting Algorithms," *International Journal of Fatigue*, Vol. 4, No. 1, pp. 31~40, 1982.
  9. J. A. Bannantine, J. J. Comer and J. L. Handrock, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice-Hall, New Jersey, 1990.
  10. R. B. Randal, *Frequency Analysis*, B &K, Denmark, 1987
  11. 건설교통부, *도시철도차량표준사양*, 1998.
  12. I-DEAS, Maser Series, *Student Guide*, Ver 4, Ohio, USA, SDRC.
  13. MSC/NASTRAN, *Basic Dynamic analysis*, Los Angeles, USA, 1993.
  14. MSC/FATIGUE, *Durability and Fatigue Life Analysis Using*, Los Angeles, USA, 1999.
  15. UIC Code 515-4, *Bogie frame structure strength tests*, International Union of Railways, 1st ed 1993.
  16. Niigata Eng, *Steering식 대차 (Kobe Rokko Liner 운행)*, Japan, 1992.
  17. Nippon Sharyo, *Bogie식 대차 (Tokyo Waterfront Line 운행)*, Japan, 1997.
  18. 유형선, 권혁수, 윤성호, "고무차륜형 AGT 주행장치의 구조 및 피로 해석", *한국철도학회지*, Vol.2, No.2, 31-38, 1999.