

고무차륜형 AGT 주행장치의 구조 및 피로해석

The Structural and Fatigue Analysis for the Bogie Frame of the Rubber Wheel AGT

유 형선¹, 권 혁수², 윤 성호³

Hyeong Seon Yoo, Hyok Soo Kwon, and Seong Ho Yun

ABSTRACT

Two representative types of the AGT (Automated Guideway Transit) system, which are bogie and steering types, are available for the side-guided system. Each system primarily consists of the bogie frame, suspensions, wheelsets and axles, braking system and transmission system. Among these components, the bogie frame is one of the most significant components subjected to the whole vehicle and passenger loads. This paper describes structural analyses and associated fatigue analyses for each bogie frame depending on the various loading conditions on a basis of the railway vehicle code UIC 515-4. Subsequently, comparisons are made between those two types to estimate which type is more reliable in terms of strength and fatigue. It is observed that the bogie type is a little advantageous over the steering one from the strength analysis. However, the two types are found to be in a reliable range of fatigue even though a realistic fatigue load case is further carried out. In addition, an optimal size of thickness is suggested for designs of the bogie frame.

Keywords : AGT (Automated Guideway Transit:경전철), Bogie Frame(대차프레임), Guide Wheel Frame(안내륜프레임), Strength Analysis(강도해석), Fatigue Analysis(피로해석),

1. 서론

철도차량용 대차(Bogie)는 차체의 하중을 지지하고, 여객 및 열차의 안전, 주행성능 및 승차감에 지대한 영향을 미치는 핵심 구조물이다. 본 논문에서는 AGT 대차의 정적해석과 피로해석을 다루었다. 첫 번째 정적해석에서는 대차의 두 가지

형식인 Bogie식과 Steering식에서 재료의 설계변수, 즉 재료의 두께를 설정하고 구조해석을 수행함으로써 처음 설정한 두께가 합당한 지를 결정하고, 두 형식을 비교하여 어느 형식이 동일한 하중을 받을 때 강도적으로 우월한 지를 검토하였다. 두 번째 피로해석에서는 UIC Code 515-4¹⁾를 적용하여 피로해석을 수행함으로써 어느 형식이 피로측면에서 더욱 안전한 지를 검토하였다. 대차 프레임의 유한요소 해석을 위한 Solid Modeling, 요소분할 작업, 구조해석 작업, 피로해석은 상용 프로그램인 I-DEAS⁸⁾를 이용하여 수행하였다.

*¹ 정희원, 인하대학교 자동차공학과

*² 인하대학교 대학원

*³ 한국철도기술연구원, 경량전철연구팀

2. 대차에 작용하는 하중계산

하중계산은 실제 해외에서 운행되고 있는 경전철의 하중 제원을²⁾³⁾ 기초로 하여 UIC 515-4¹⁾의 식을 이용하여 하중을 계산하였다. 두 가지 대차에 적용될 하중제원은 Table 1에 나타났다.

Table 1 Load specification for Simulation

대차형식 제원	Bogie 식		Steering 식	
	동력 대차	부수 대차	동력 대차	부수 대차
대차질량(m+)	1,730 kg	1,440 kg	1,970 kg	1,690 kg
공차중량(W _c)	10,500 kg/차량			
만차중량(W _l)	14,000 kg/차량			
승객중량(c)	3,500 kg/차량			
최고속도(V _{max})	60 km/h			
본선 최소반경(R _{min})	60m			

2.1 수직하중

UIC 515-4¹⁾에 의하여 예외하중(exceptional loads)하에서의 정적 시험시 수직하중(F_z)은 식 (1)로 표현할 수 있다.

$$F_z(N) = \frac{1.4}{4} (m_{vc1} - 2m^+) \times g \quad (1)$$

m_{vc1} (kg) = $m_{vom} + c$: (만차 질량)
 m_{vom} (kg) : (공차 질량)

m_{vc1} 는 만차중량과 같으므로 각 하중제원을 식 (1)에 적용하면 동력대차의 수직하중(F_z)의 크기는 45,221N이고 부수대차의 수직하중(F_z) 크기는 47,724N이 된다. 여기서는 Bogie식과 Steering식 모두 수직하중으로 47,724N을 적용하였다.

2.2 좌우하중

UIC 515-4¹⁾에 의하여 예외하중(exceptional loads) 하에서의 정적 시험시 좌우하중(F_y)을 식 (2)에 의하여 구할 수 있다.

$$F_{y\max}(N) = 2 \times \left(10^4 + \frac{m_{vc1} \times g}{12} \right) \quad (2)$$

먼저 식 (2)에 의하여 동력대차와 부수대차의 대차 당 좌우하중(F_y) 크기는 42,867N이다. 그리고 차량 한대가 곡선 통과시 발생하는 원심력(F_n)을 산정한다. 원심력을 구하는 식은 다음의 식 (3)과 같다. 여기서 m은 만차중량, ρ는 최소 곡률반경, v는 속도이다.

$$\Sigma F_n = m \frac{v^2}{\rho} \text{ (차량당)} \quad (3)$$

식 (3)에 의하여 원심력(F_n)을 계산하면 64,841N이 된다. Bogie식의 경우 차량 한대에 안내륜이 차량의 길이방향에 대칭으로 4개씩 설치되어 있으므로 곡선 통과시 한 측면에서 4개의 안내륜이 원심력을 부담하게 된다. 그러므로 UIC 515-4¹⁾를 기준으로 안내륜 당 좌우하중은 21,434N이고, 최대원심력 기준으로는 16,210N이다. 해외의 경우 실제 적용중인 최대하중은 18,000N이다. 여기서는 실제 운행중인 대차를 모델링 하였고 원심력 기준에 근사한 하중 18,000N을 해석 시 Bogie식과 Steering식에 모두 적용하였다.

2.3 전후하중

전후방향의 수평하중으로는 모터 구동력, 제동력 및 브라켓 하중시험, 즉 장착에 관련된 구성품의 완충시험(Buffering test)이 있다. 본 연구에서는 제동하중 시험만 고려하였다.

Bogie식 대차³⁾의 경우, 만차중량은 14,000 kg/차량이지만 혼잡도를 고려하여 17,700 kg/차량으로 설정하고, 감속도 2 m/sec²일 때 타이어 한개 당 제동하중(W_b)을 식 (4)와 같이 구하였다. 여기서 점착계수(μ)는 0.2이고, g는 중력가속도이다.

$$W_b = W_l \times g \times \mu \times 1/2 \quad (4)$$

산정된 제동하중(W_b) 17,346N을 실제 적용하중과 비교하였다.

실제 해외에서 운행 중인 차량의 전후하중의 적용 단계³⁾는 0N ↔ 17,000N ↔ 28,800N의 순서로 적용한다. 본 연구에서는 전후하중을 28,800N이라고 하고 해석 시 Bogie식과 Steering식에 적용

하였다.

3. 정적해석

3.1 경계 및 하중 조건

1) 수직하중 조건

Bogie식의 하부회전판 지지대는 대칭이고 복잡한 형상인 하부회전판 지지대의 해석자유도를 감소시키기 위하여 1/2모델을 설정하였다. 그리고 자유물체도에 근거하여 여러 조건 중에서 응력집중이 예상되는 부위를 해석하였다. 그리고 반력이 발생하는 위치에 경계조건을 주었고 대칭면을 기준으로 1/2모델만 해석하였기 때문에 Fig 1에서 보는 바와 같이 x축 방향의 변위를 구속하고 해석을 하였다.

Steering식에서는 평행 링크 프레임에 하중 P를 받을 때 댄퍼를 제외하고는 상하방향으로 아무런 힘을 받지 않으므로 힘의 평형 방정식을 세울 수 없다. 그래서 Steering식에서는 수직하중을 고려하지 않았다. Steering식에서는 수직하중이 차체로부터 공기 스프링을 경유하여 브라켓, 차축으로 전달된다.

2) 좌우하중 조건

Fig 2를 보면 ①과 ②에서 Bogie식의 대차 프레임 선단부의 모양이 다르다. 그러므로 동일한 하중을 가하여도 ①과 ②의 항복강도는 다르기 때문에 ①과 ②의 두 경우로 나누어 해석하였다. 좌우하중은 x축 방향으로 18,000N의 집중하중을 대차를 선단부에 주고 경계조건은 차축이 고정되는 위치를 완전 구속하는 조건을 주었다.

Fig 3과 같이 Steering식에서 하중은 z축 방향으로 18,000 N의 집중하중을 대차를 선단부에 가하였다. 경계조건은 안내륜 프레임이 좌우하중 P를 받아 구속되는 것이 아니고, 하중 차체를 그대로 조향장치에 전달하여 주므로 안내륜 프레임은 스톱퍼(Stopper)에 닿기 전까지는 구속을 받지 않는다. Fig 3은 안내륜 프레임이 좌우하중을 받아 스톱퍼에 닿았을 때라고 가정하고 Fig 3에서와 같이 완전 고정하는 경계조건을 주었다.

3) 전후하중 조건

Bogie식의 하부회전판 지지대와 Steering식의 평행링크 프레임의 구조가 '7'자 모양의 프레임에 링크가 핀 조인트로 연결되어 구조상 같은 모양

이 된다.

Fig 4에서 Bogie식의 상부회전판 지지대와 결합되는 부분에 제동하중이 걸리므로 상부회전판이 결합되는 부분에 분포하중을 주고 경계조건은 평행링크 결합부위의 면(surface)에 경계조건을 주었다. Steering식에서는 Fig 5와 같이 Bogie식과 마찬가지로 차체와 결합되는 부위에 분포하중을 주고 평행링크가 연결되는 면(surface)부분에 경계조건을 주었다.

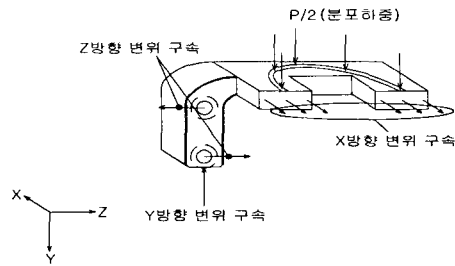


Fig 1 Boundary and load condition of Lower Turn Support for vertical load (Bogie Type)

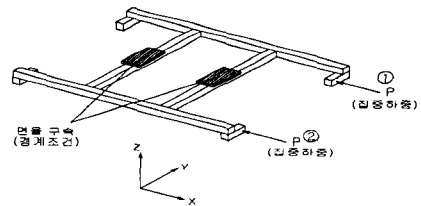


Fig 2 Boundary and load condition of Bogie Frame for transverse load (Bogie type)

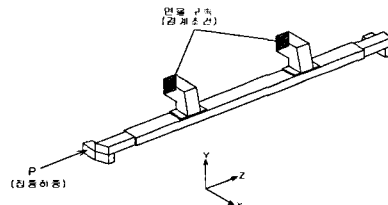


Fig 3 Boundary and load condition of Guide-wheel Fram for transverse load (Steering type)

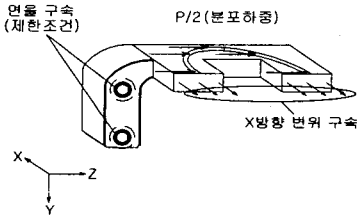


Fig 4 Boundary and load condition of Lower Turn Support for braking load (Bogie Type)

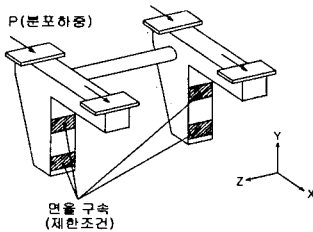


Fig 5 Boundary and load condition of Parallel Link Frame for braking load (Steering Type)

3.2 초기 설계값 적용 시의 해석결과 및 평가

본 연구에서 모델링한 강재는 일반구조용 압연강재(KSD 3503)로써 이 재료의 물성치는 Table 2과 같다.

Table 2 Material property

탄성계수 E (Pa)	2.068×10^{11}
프와송 비 ν	0.29
항복강도 (N/m ²)	2.45×10^8

분할요소 형태는 사면체 요소(linear tetrahedral elements)를 사용하였다.

본 연구에서 두 형식인 Bogie식과 Steering식에 대하여 수직하중, 좌우하중과 전후하중을 적용하여 해석한 결과를 Table 3에 나타냈다. 그리고 해석 결과에 대한 예를 Fig 6과 Fig 7에 나타내었다.

대차 프레임, 안내륜 프레임, 하부회전판 지지대, 평행링크 프레임은 두께 10mm로 모델링하였

고, 해당 부품에 각각의 하중을 적용하여 항복강도를 초과 응력이 발생하는 지를 검토하였다. Table 3을 보면 수직하중의 경우 Bogie식은 하부회전판 지지대의 굴곡 부위에 응력집중이 발생하기 때문에 항복강도를 초과하는 응력이 발생하였다. 하부회전판 설계시에 10mm이상의 두께로 설계하는 것과 하중을 견딜 수 있는 구조를 고려해야 할 것이다. 수직하중에서 Steering식의 평행링크 프레임은 수직하중을 받으면 조인트로 연결이 되어 있기 때문에 하중에 대하여 저항하는 반력이 존재하지 않는다. 그렇기 때문에 반력이 존재하는 Bogie식과 비교할 수 없고 단지 수직하중을 주었을 때 그 구조물이 항복강도 내에 있는 지를 검토하였다. 그러므로 Steering식의 평행링크 프레임에서는 그 자체만의 강도를 고려하면 항복강도

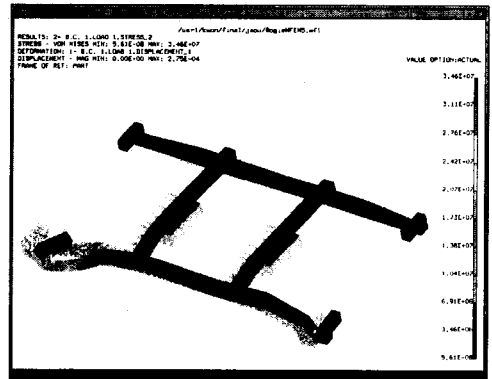


Fig 6 Result of analysis for Bogie Frame of Bogie type

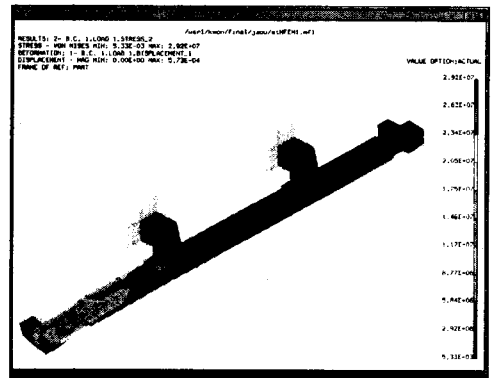


Fig 7 Result of analysis for Guide Wheel Frame of Steering type

보다 작은 응력이 발생하므로 10mm 두께가 적당하다고 판단된다. 좌우하중에서 Bogie식과 Steering식을 비교하여 보면 두 형식 모두 응력값이 항복강도 내에 존재한다. 그러나 응력값으로 보면 응력값이 적은 Steering식이 좀 더 유리하다. 또한 전후하중도 두 형식 모두 응력값이 항복강도 내에 있지만 응력값을 비교하여 보면 Steering식이 강도적으로 안전하다는 것을 알 수 있다.

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

형식 하중	Bogie식		Steering식	
	최대 응력 (N/m ²) (Von Mises)	최대 변위 (mm)	최대 응력 (N/m ²) (Von Mises)	최대 변위 (mm)
수직 하중	8.56 × 10 ⁸	14.2	1.69 × 10 ⁸	4.31
	2.11 × 10 ⁷ (bracket)	0.0375	1.82 × 10 ⁷	0.0191
좌우 하중	① 3.45 × 10 ⁷	① 1.01	2.92 × 10 ⁷	0.573
	② 3.46 × 10 ⁷	② 0.275		
전후 하중	1.07 × 10 ⁸	1.32	9.94 × 10 ⁷	1

3.3 대차의 최소 두께 결정

대차의 최소 두께를 결정하기 위해서는 각 대차의 형식에 따른 대차부품의 부피를 최소화하여야 한다. 대차부품의 각 부품들은 일정한 두께를 갖는 강재로 모델링 하였기 때문에 Fig 8, Fig 9과 같이 설계변수를 각 대차부품의 두께로 정하여 부피를 최소화 하였다.

구조해석의 결과값으로 부터 나온 응력값과 재료의 허용응력값을 비교하여 보면 응력값이 강재의 허용 응력값 보다 더 크게 나왔을 때와 더 작게 나왔을 경우의 두 가지 경우가 발생한다. 전자의 경우 각 부품에 가해지는 하중에 대하여 구조물의 내구성이 취약하다는 것이다. 그러므로 강재의 두께를 증가시켜 각 대차부품들이 강재의 허용 응력의 범위에 있는 강재의 최소두께 값을 찾고, 후자의 경우는 부품에 가해지는 하중에 대하여 구조물이 재료의 허용 응력의 범위 안에 있는

므로 재료의 두께를 감소시켜 각 대차부품들이 재료의 허용 응력의 범위에 있는 강재의 최소두께 값을 찾는다. 여기서는 Bogie 형식의 대차프레임과 Steering 형식의 안내륜 프레임의 최적화안을 다루었다.

우선 모델링 된 각 부품들을 설계변수로 표현이 될 수 있도록 재 모델링, 즉 단순화를 하고 설계변수 값을 조금씩 증가시키거나 감소시켜 모델링을 한 후 앞에서 수행한 구조해석과 같은 경계조건과 하중조건을 부여한 다음 해석을 수행하고 그 결과값, 즉 허용응력이 80N/mm² 보다 작게 나올 때까지 이러한 과정을 반복 수행하였다.

좌우하중을 받는 Bogie 형식의 대차 프레임 최적화 결과를 종합하면 Fig 10과 같다. 설계변수 t₁, t₂를 10mm로 설정한 후 구조해석을 수행한 결과 이 부품은 발생 된 응력의 허용응력 범위에 있으므로 t₁, t₂의 치수를 감소시키면서 최적화를 실시하였다. 또한 하중조건은 대차프레임이 전후 비대칭이기 때문에 앞부분에 가했을 때와 뒷부분에 가했을 때로 나누어 최적화를 하였다. Fig 10를 보면 대차프레임의 앞부분이 강도

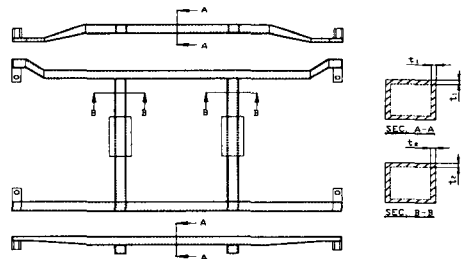


Fig 8 Design variable for bogie frame of Bogie type

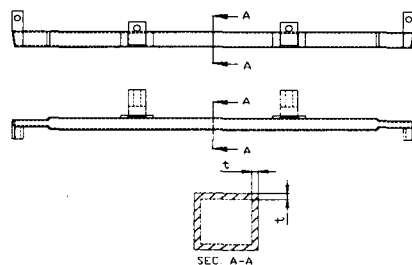
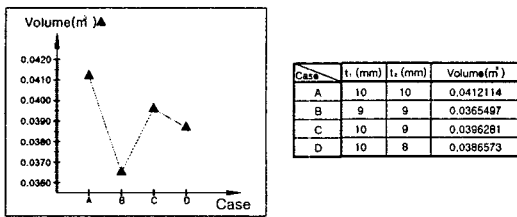
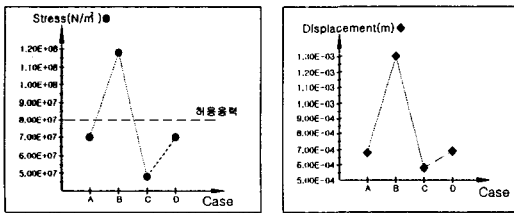


Fig 9 Design variable for bogie frame of Steering type

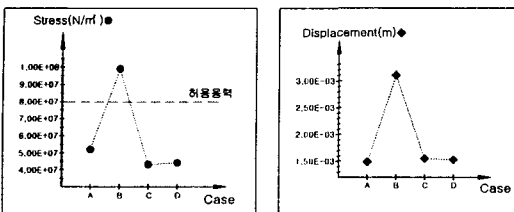
적으로 취약하다는 것을 알 수 있다. Fig 10의 (a)는 대차프레임의 설계변수 t_1, t_2 를 조합하여 4가지 경우로 나누었을 때 각각의 경우에 따른 부피를 나타낸 것이고 Fig 10 (b),(c)는 각각 하중을 앞부분에 가했을 때와 뒷부분에 가했을 때로 나누어 최적화를 한 결과이다. 그러므로 최적화 된 D의 경우는 처음 설계 A의 경우보다 부피가 $2.55 \times 10^{-3} m^3$ 만큼 감소하였다.



(a) Volume for each design valuable



(b) Results of horizontal load at part of ①



(c) Results of horizontal load at part of ②

Fig 10 Results of optimization for the bogie frame of Bogie type

그리고 좌우하중을 받는 Steering 형식의 안내륜 프레임 최적화 결과를 종합하면 Fig 11과 같다.

처음에는 t 를 10mm 설정하였지만 응력이 허용 응력 범위를 초과하였기 때문에 설계변수 값을 증가시켜 최적화 한 결과 t 값은 12mm로 최적화 되었다.

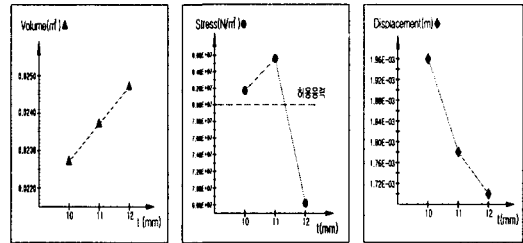


Fig 11 Results of optimization for the guide wheel frame of Steering type

4 피로 해석

4.1 피로하중의 정의

피로하중은 UIC Code 515-4¹⁾에 따라서 부가한다.

4.2 피로하중의 계산

본 연구에서는 경전철의 피로해석 시 좌우하중만을 고려하였다. Bogie식, Steering식의 경전철에서는 안내륜과 직접 접촉하는 부분, 즉 안내륜과 대차틀의 결합부분이 취약하므로 이 부분에 반복 피로하중을 가함으로써 대차틀의 수명을 예측하였다.

또한, 피로해석에 사용되는 대차 당 좌우하중은 UIC 515-4에 따라 다음 식에 의하여 구할 수 있다. F_{YQ} 는 대차 프레임에 작용하는 준 정적 좌우하중이다. F_{YD} 는 대차 프레임에 작용하는 동적 좌우하중이다.

$$F_{YQ} = \pm 0.25 \cdot (F_Z + 0.5 \cdot m^+ \cdot g) \quad (5)$$

$$F_{YD} = \pm 0.25 \cdot (F_Z + 0.5 \cdot m^+ \cdot g) \quad (6)$$

식 (5), (6)에 따라 대차 당 좌우하중을 구하면 준 정적 요소는 $\pm 12,495N$ 이고 동적 요소는 $\pm 12,495N$ 이다. 그러므로 첫 번째 하중단계에 적용이 되는 하중은 준 정적 요소와 동적요소를 합한 즉, $\pm 24,990N$ 이 되고, 두 번째 하중단계에 적용이 되는

하중은 첫 번째 하중단계에서 적용된 하중에 1.2배를 한 $\pm 29,988\text{N}$ 이고, 세 번째 하중단계에서 적용되는 하중은 첫 번째 하중단계에서 적용된 하중에 1.4배를 한 $\pm 34,986\text{N}$ 이 된다. 이것을 그림으로 나타내면 Fig 12와 같다.

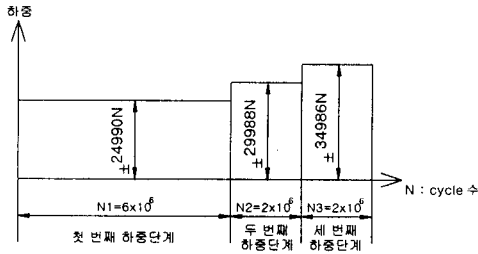


Fig 12 Applied Fatigue Load with respect to Load Step

4.3 피로하중 해석

본 연구에서는 I-DEAS⁸⁾의 Durability Simulation을 이용하여 해석하였다. I-DEAS로 구조해석을 수행한 데이터를 피로해석에서 사용한다. 그 다음에 첫 번째 하중단계에서 $\pm 24,990\text{N}$ 으로 6×10^6 Cycle의 반복하중을 부가하고 균열 발생을 확인한 후, 손상(Event damage)이 0 인지 확인 후 이상이 없다면 두 번째 하중단계에서 $\pm 29,988\text{N}$ 으로 2×10^6 Cycle까지 반복하중을 부가하고 이상이 없다면 세 번째 하중단계에서 $\pm 34,986\text{N}$ 으로 2×10^6 Cycle까지 반복하중을 부가하고 이상이 없는 지 확인한 후 이상이 없다면 피로하중에 안전한 것이다.

4.4 피로하중 해석결과 및 평가

피로하중에 대한 해석결과는 3회의 하중 Cycle을 거친 후의 누적파괴(Accumulation Damage)와 피로수명(Fatigue Life)으로 나타낼 수 있는데 여기서는 Fig 13, Fig 14와 같이 Bogie식과 Steering식의 피로수명에 대한 해석 결과만을 나타냈다. 여기서 피로파괴(Fatigue Damage)는 1보다 크거나 같은 경우 발생한다.

다음의 Table 4, Table 5에서 누적피로파괴를 보면 수치가 1보다 작은 수임을 알 수 있다. 그리고 Life Cycle을 보면 10^7 Cycle보다 더 큰 Cycle을 갖기 때문에 이 대차들은 반복 피로하중에 대해

내구성이 있다고 생각할 수 있다. Bogie식과 마찬가지로 위의 Table 6에서 누적 피로파괴를 보면 수치가 1보다 작은 수임을 알 수 있다. 그리고 피로수명 Cycle을 보게 되면 10^7 Cycle보다 더 큰 Cycle을 갖기 때문에 이 대차들은 반복 피로하중에 대해 내구성이 있다고 생각할 수 있다.

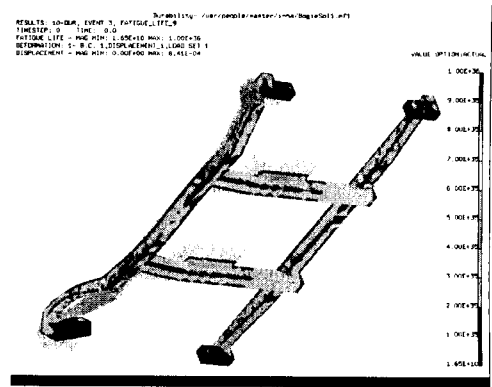


Fig 13 Result of Fatigue Life for Bogie Frame of Bogie type

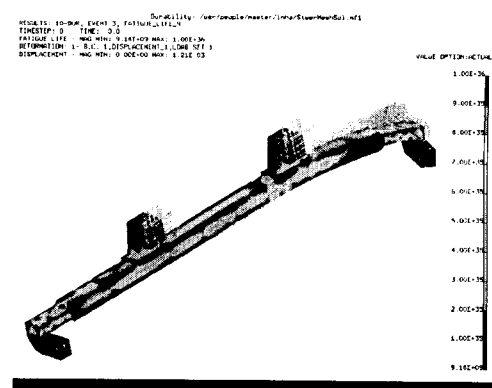


Fig 14 Result of Fatigue Life for Guide Wheel Frame of Steering type

5. 결론

지금까지의 결과를 종합하여보면 수직하중, 좌우하중과 전후하중이 적용되었을 때 강도적으로 Bogie식보다 Steering식이 더 유리하다는 것을 알 수 있고, Bogie식의 하부회전판 지지대를 제외하고는 대차 프레임, 안내륜 프레임, 브라켓, 평행링

크 지지대는 모두 항복강도 내에 있으므로 두께 10mm로의 설계를 고려할 수 있다.

피로해석에서 Bogie식과 Steering식을 비교하면 두 형식 모두 피로 반복하중에 견딜 수 있는 구조로 되어 있다는 것을 알 수 있다. 위와 같은 방법으로 하중을 부과하여 1×10^7 Cycle 까지 균열이 발생하지 않음을 알았다.

앞에서 해석한 방법들은 UIC 515-4에 의거하여 Simulation하였다. 하지만 좀 더 신뢰성 있는 결과를 얻기 위해서는 실제 운행조건에 가깝도록 운행중의 돌발적인 하중이나 진동피로하중을 고려하는 해석이 필요하다.

후기

본 연구는 인하대학교의 1998년도 연구비 지원에 의하여 수행되었음.

참고 문헌

1. UIC Code 515-4, *Bogie frame structure strength tests*, International Union of Railways, 1st edition, 1993.
2. "Steering식 대차 (Kobe Rokko Liner 운행)", Niigata Eng., Japan, 1992
3. "Bogie식 대차 (Tokyo Waterfront Line 운행)", Nippon Sharyo. Japan, 1997
4. 송영준, *유한요소법과 최적구조설계 CAE*, 성안당, 1999.
5. Daryl L. Logan, *A First Course in the Finite Element Method*, PWS, 1993.
6. Julie A. Bannantine, Jess J. Comer and James L. Handrock. *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice Hall, 1990.
7. Jasbir S. Arora, *Introduction to optimum Design*, McGRAW-HILL, 1989.
8. J.N.Reddy, *Finite Element Method*, 2nd Ed., McGraw-Hill, 1993
9. I-DEAS Maser Series, *Student Guide*, Ver 4, SDRC.
10. *도시철도차량표준사양*, 건설교통부, 1998.

Table 4 Results of Fatigue analysis (Bogie type)

결과 하중	하중단계별 피로파괴 (최대값)	누적 피로파괴 (최대값)	피로수명 (최소값)
1st load	0.0245	0.0245	5.7×10^{11}
2nd load	0.0556	0.0801	8.36×10^{10}
3rd load	0.282	0.362	1.65×10^{10}

Table 5 Results of Fatigue analysis (Bogie type)

결과 하중	하중단계별 피로파괴 (최대값)	누적 피로파괴 (최대값)	피로수명 (최소값)
1st load	0.0028	0.0028	1.97×10^{11}
2nd load	0.00637	0.00918	2.89×10^{10}
3rd load	0.0323	0.0415	5.71×10^9

Table 6 Results of Fatigue analysis (Steering type)

결과 하중	하중단계별 피로파괴 (최대값)	누적 피로파괴 (최대값)	피로수명 (최소값)
1st load	0.0232	0.0232	3.17×10^{11}
2nd load	0.0526	0.0758	4.65×10^{10}
3rd load	0.266	0.342	9.18×10^9