

고무차륜형 AGT 주행장치의 내구성 평가



박 성 호*

1. 서 론

중량철도는 다른 육상교통에 비해 대량수송의 잇점을 지니고 있으나 고밀도 도시지역의 수송 수요를 위한 환경친화성, 연계성, 근접성 및 쾌적성에 제한적인 특징을 가지고 있어 신개념의 경량철도의 도입이 제시되고 있다.

따라서 도심내에 기존 중량철도의 틈새수요를 흡수하여 기존 철도노선에 연계시키는 지선형 기능과 대도시와 주변 인접도시를 연계하는 간선형 수단으로서 AGT(Automated Guideway Transit) 시스템, LRT(Light Rail Transit) 시스템, LIM(Linear Induction Motor) 시스템 등이 국내환경에 적합한 신도시철도로 여러 연구를 통하여 추천되고 있으며, 선진외국에서는 이미 그 적용이 활발한 상태이다. 국내의 경량전철은 2015년까지 총연장거리 669km를 건설할 계획이다.

1기 서울 지하철이 도입된지 25년째인 현재 수도권은 2기 지하철이 거의 개통되었고 3기 지

하철이 건설예정이며, 지방 대도시에도 지하철이 건설·운영중에 있다. '98년 현재 국내 운행중인 지하철의 총연장거리는 450km로 각 노선마다 다국적 다품종의 외국부품을 사용하게 되어 부품간 호환성미비로 인한 효율적인 유지관리가 곤란하고, 사고발생시 신속한 원인규명이 어려운 상태라는 중요한 교훈을 얻었으며, 따라서 향후 경전철을 도입함에 따라 이와 유사한 문제점을 선결하기 위한 대책마련이 시급한 실정이다¹⁾.

국내의 기술수준은 차체 및 대차의 설계 및 제작기술은 보유하고 있으나 주요 부품 설계 및 제작기술 등은 외국에 의존하고 있다. 따라서 정부는 도시철도차량의 효율적인 유지관리와 안전성 확보를 위한 도시철도차량 표준화·국산화 연구를 추진하고 있다. 이 연구중의 하나로 국내에 적합한 경량전철의 고무차륜형 AGT 시스템의 선정을 위하여 대차(bogie)가 만족해야 될 기술적인 조건을 검토하여 왔다. 연구의 일부로서 대차틀(bogie frame)의 내구성 파악에 대하여 지

* 도시철도기술개발사업단, 경량전철연구팀, 선임연구원, 한국철도기술연구원

금까지 수행한 결과와 향후에 검토되어야 할 연구 분야에 대해 포괄적으로 설명하고자 한다²⁾.

2. 구조해석 및 피로해석

2.1 고무차륜형 AGT 대차

대차는 차체의 하중을 지지하고 구속된 안내궤도를 주행하게 하는 기계장치로서 차량의 안정성, 주행성능 및 승차감에 영향을 미치는 핵심 구조물이다. 고무차륜형 AGT 대차 시스템의 분류는 조향장치의 구조에 따라서 크게 두 종류로 분류된다. 하나는 궤도에 대한 차량의 상대적 변위를 검출하여 주행륜을 조타하는 방식으로서 비구속 유도방식이 있으며 이를 스티어링(steering) 방식이라고 부른다. 이 방식에서 차량의 자세를 제어하는데 필요한 횡력은 주로 주행륜이 옆으로 미끄러지는 것에 따라 발생하는 코너링력(cornering force)에 의존하고 있다. 차량의 전후륜에서 각각 변위를 검출하여 각각의 주행륜을 조타하는 이 방식을 그림 1에 나타냈다. 안내 조향장치는 안내궤도와 차체와의 좌우방향 위치관계에 의해 주행륜을 조향하고, 차량을 안내궤도에 따라 원활하게 주행하도록 하는 장치이다. 안내 조향장치는 크게 안내륜, 가이드바, 전후진절환장치, 타이로드, 주행륜, 안내레일 등으로 구성되어 있다. 구조는 그림 1에서 보는 바와 같이 4개의 주행륜이 조향 가능하도록 되어 있고, 차량 끝부분에 안내 조향장치를 배치하여 전위 및 후위의 주행륜이 각각 대응하는 안내 조향장치에 따라 독립적으로 조향될 수 있다. 또 안내륜에서 주행륜까지 조향제어

에 응답지연이 없는 단순한 구조로 신뢰성이 높은 순기계 결합으로 되어 있다. 그림 2에 3차원 형상도를 나타냈다.

한편, 이 방식과 달리 주행륜의 전·후에 설치된 4개의 안내륜에 의해 안내레일에 구속되어 주행하는 구속식 유도방식으로서 보기(bogie) 방식이 있다. 이 방식에서는 차량의 안내에 필요한 횡력은 안내륜이 직접 맡게 되며 이를 그림 3에 나타냈다. 4개의 주행륜이 1축에 고정되어 일체로 조향하도록 되어있고, 주행륜의 전·후에 안내륜을 배치하여 전위 및 후위의 주행륜이 안내 조향장치에 의해 종속되어 조향된다. 이 방식에서는 횡력을 주로 안내륜이 직접 받으므로 주행륜에 미치는 코너링력의 영향이 비교적 적다. 구조는 크게 안내륜, 차축과 안내축으로 구성되어 있

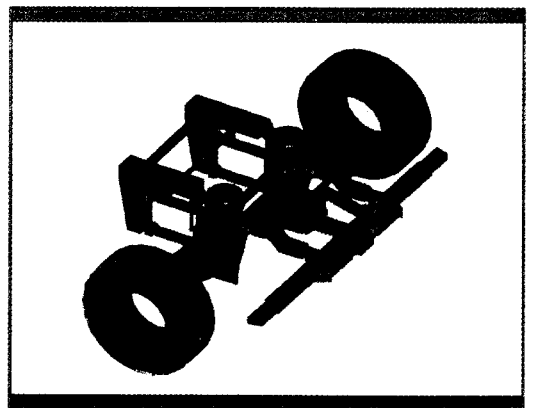


그림 2 스티어링식 대차의 3차원 형상도

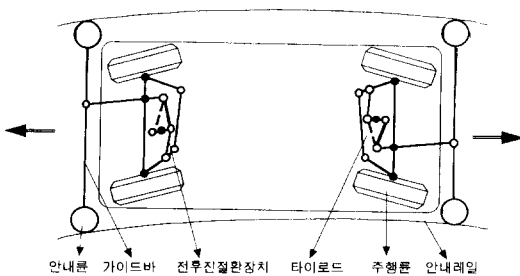


그림 1 스티어링식 대차의 기본구조

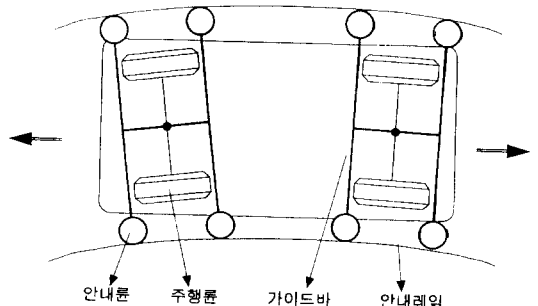


그림 3 보기식 대차의 기본구조

어 스티어링식보다 훨씬 간단하다. 안내장치의 기본원리는 주행륜의 전·후에 위치한 안내륜이 안내레일에 구속되어 주행하는 것이다. 이것은 구조가 간단하여 전후진의 구별이 필요 없다. 반면, 차량의 유도에 필요한 횡력을 안내륜이 직접 받으므로 안내륜에의 작용력이 크게 된다. 무엇보다도 보기식의 우월성은 스티어링식에 비하여 기구적으로 간단하다는 것이다. 이에 대한 3차원 형상도를 그림 4에 나타냈다.

2.2 대차의 시험하중

현재 고무차륜형 AGT의 대차에 적용되는 국제적인 표준은 규정되어 있지 않다. 그러나 일반 철도의 대차에 대하여 국제철도연합(International Union of Railway)에서는 동력대차와 부수대차에 대하여 각각 UIC 615-4와 UIC 515-4에 구조강도 및 피로강도를 평가하는 기준이 제시되어 있다³⁾. 따라서 본 절에서는 고무차륜형 AGT차량 제작시 적용되는 시험하중은 물론, 상기 국제규격에 인용되는 하중을 준용하고자 한다. 두 가지 대차형식에 대하여 하중경로에 따른 정적인 시험하중을 적용하였고, 3단계의 동적하중을 가하여 피로수명과 누적피로파괴치를 검토하였다. 해석은 유한요소해석 범용 패키지인 I-DEAS를 이용하여 수행하였다⁴⁾.

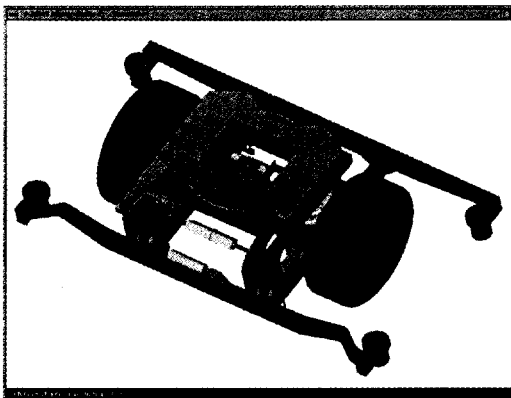


그림 4 보기식 대차의 3차원 형상도

2.2.1 구조강도 해석

1) 수직하중

대부분의 차체하중은 공기스프링을 통하여 액슬 양단의 상부에 전달되고 일부분의 차체하중은 대차의 구조에 따라서 그 전달 경로가 다른데 스티어링식 대차는 평행링크 프레임과 액슬사이에 수직댐퍼와 스톱퍼가 설치되어 하중일부가 전달되고 보기식 대차는 하부회전판 지지대와 안내륜들 사이에 수직댐퍼가 설치되어 하중일부가 전달된다. UIC기준의 예외하중(exceptional load)에서의 정적 시험에서 수직하중 F_z 를 다음식으로 표시할 수 있다.

$$F_{z1max}(N) = F_{z2max}(N) = \frac{1.4}{4}(m_{wcl} - 2m^+) \times g \quad (1)$$

여기서 m^+ (kg) = 대차를 질량,

m_{wcl} (kg) = $m_{com} + c_1$ = 만차 질량,

m_{com} (kg) = 공차 질량,

c_1 (kg) = 최대 승객 질량이다.

스티어링식에서 동력대차는 1,970kg, 부수대차는 1,690kg과 보기식에서는 동력대차는 1,730kg, 부수대차는 1,440kg을 적용하였고, 승객질량은 차량당 3,500kg을 적용하였다. 대차를 구조용 강재의 물성치는 탄성계수(modulus of elasticity)는 2.068×10^{11} Pa이고, 프와송 비는 0.29로 하였고, 항복강도는 2.45×10^8 N/m², 인장강도는 $4 \times 10^8 \sim 5.1 \times 10^8$ N/m²이다. 그림 5는 스티어링식의 평행링크 지지대의 강도해석 결과를, 그림 6은 보기식 하부회전판 지지대의 해석 결과를 보여주고 있다. 스티어링식의 최대응력은 재료의 항복응력보다 작으나 보기식은 훨씬 크다. 따라서 보기식의 경우, 구조용 강재의 두께를 증가시키고 하부회전판 지지대에 수직하중을 부담할 수 있는 댐퍼가 필요하게 된다.

2) 좌우하중

먼저 스티어링식 대차는 안내륜들(guide wheel frame)의 좌우운동에 의하여 좌우하중이 조

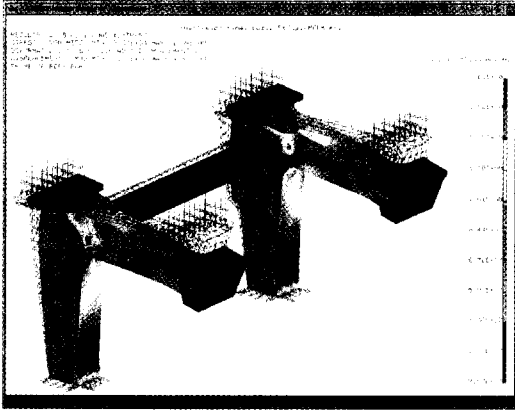


그림 5 스티어링식 평행링크 지지대의 수직하중에 대한 해석 결과

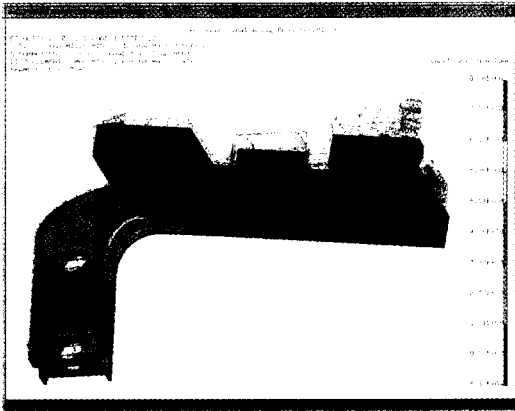


그림 6 보기식 하부회전판 지지대의 수직하중에 대한 해석 결과

향장치에 전달되어 그 힘으로 차량 바퀴가 조향된다. 그리고 보기식 대차는 하부회전판 지지대와 상부회전판 사이에 횡댐퍼가 설치되어 일부의 하중이 전달되고, 안내륜들과 하부회전판 지지대 사이에 횡댐퍼가 설치되어 일부분의 하중이 전달된다. UIC 기준에 의하여 즉, 예외하중하에서의 정적 시험에서 대차당 좌우하중 F_v 를 식 (2)에 의하여 구할 수 있다.

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

또한 동력대차와 부수대차 모두 차량당 안내륜이 차량의 길이방향에 대칭으로 4개씩 설치되어 있으므로 곡선 통과시 대차의 한 측면에서 2개의 안내륜이 원심력을 부담하게 된다. 현재 보기식 대차를 적용하는 최고속도는 60km/h이고, 본선 최소반경은 60m이다. 즉, 차량 1대가 곡선 통과시 발생하는 원심력 F_n 을 산정한다. 먼저 원심력을 구하는 식은 다음의 식 (3)과 같다.

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

여기서 m 은 만차중량, ρ 는 최소 곡률반경, v 는 속도이다.

본 해석에서는 UIC 기준치와 원심력 산정치의 평균치를 안내륜 당 좌우하중으로 사용하였다. 그림 7은 스티어링식에서 좌우하중을 부담하는 안내륜들의 해석결과를 보여주고 있으며, 그림 8

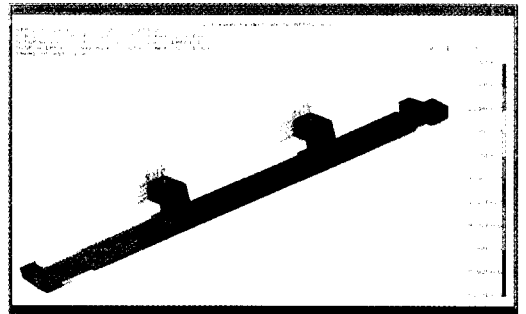


그림 7 스티어링식 안내륜들에 대한 좌우하중 해석 결과

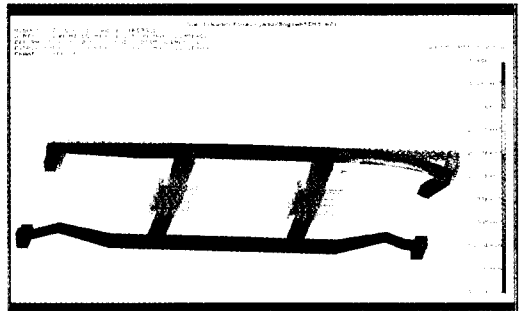


그림 8 보기식 대차들에 대한 좌우하중 해석 결과

은 보기식의 대차틀에 대한 좌우하중 해석결과를 보여주고 있다.

3) 전후하중

전후방향의 수평하중으로는 모터 구동력, 제동력 및 브레이크 하중시험, 즉 장착에 관련된 구성품의 완충시험(buffing test)이 있다. 본 해석에서는 제동하중만 고려하였다. 현재 가·감속도 $a = 2m/sec^2$ 일 때 동력대차에서 타이어 1개 당 부담하는 제동하중 W_b 는 다음과 같이 적용하였다.

$$W_b = \pm m_{rel} \times g \times a / 2 \quad (4)$$

전후하중을 부담하는 구조적 특징이 두 방식 서로 다르므로 그림 9는 스티어링식의 평행링크 지지대에서의와 그림 10은 보기식의 하부회전판

지지대에서의 해석결과를 나타냈다.

4) 비틀림하중

철제차륜 형식의 대차 구조와는 달리 고무차륜 형식 대차는 윤축이 1개이다. 따라서 비틀림하중 적용시 1개의 대차틀 대각차륜 위치에 궤도의 일정한 평면성 오차에 해당하는 하중의 설정은 불가능하므로 단지 좌우차륜의 일정한 평면성 오차에 해당하는 하중을 설정한다. UIC 기준에서는 현가장치를 장착하고 최대궤도 비틀림이 5% (또는 0.286°)일 때의 하중을 적용한다. 현재 운행 중인 안내륜간 거리를 고려할 때 평면성 오차 δ 은 약 15mm가 된다. 그러므로 비틀림하중을 적용하여 해석할 때 평면성 오차에 해당하는 변위가 발생할 때의 등가 비틀림하중을 적용하였다. 그림 11과 그림 12는 각각 스티어링식과 보기식의

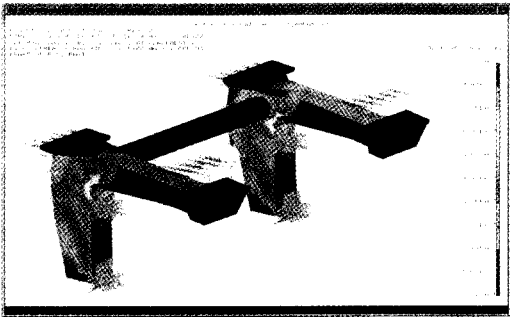


그림 9 스티어링식 평행링크 지지대의 전후하중에 대한 해석 결과

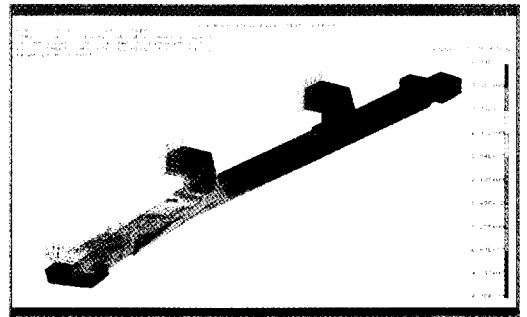


그림 11 스티어링식 안내륜틀의 비틀림하중에 대한 해석 결과

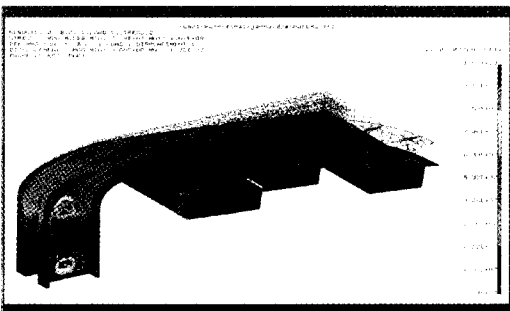


그림 10 보기식 하부회전판 지지대의 전후하중에 대한 해석 결과

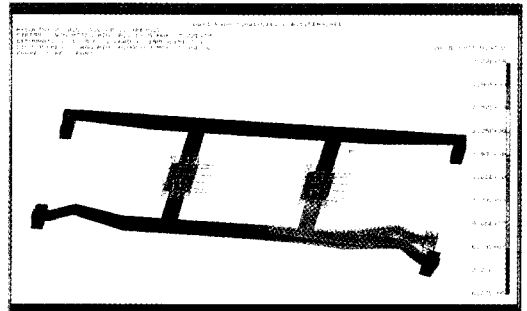


그림 12 보기식 대차틀의 비틀림하중에 대한 해석 결과

최대비틀림에 대한 강도 해석결과를 나타내는데, 보기식의 경우 재료의 항복강도보다 큰 응력이 발생하고 있다.

2. 2. 2 피로해석

1) 피로하중의 정의

UIC 기준으로 측 비임 1개 당 수직하중의 경우 정적 요소는 다음과 같다.

$$F_{zS1} = F_{zS2} = F_z \tag{5}$$

여기서 F_{zS1} 와 F_{zS2} 는 대차들에 작용하는 정적 수직하중이다. 롤링(rolling)일 때의 준정적 요소는 다음과 같이 제시된다.

$$F_{zQ1} = -F_{zQ2} = \pm \alpha \cdot F_z \tag{6}$$

여기서 F_{zQ1} 와 F_{zQ2} 는 대차들에 작용하는 준정적 수직하중이고 $\alpha=0.1$ 이다. 바운스(bounce)일 때의 동적요소는 다음과 같다.

$$F_{zD1} = -F_{zD2} = \pm \beta F_z \tag{7}$$

여기서 F_{zD1} 와 F_{zD2} 는 대차들에 작용하는 동적 수직하중이며 $\beta=0.2$ 이다.

또한, UIC 기준으로 대차 당 좌우하중 준정적 요소는 다음과 같이 적용한다.

$$F_{yQ} = \pm 0.25 (F_z + 0.5 \cdot m^+ \cdot g) \tag{8}$$

여기서 F_{yQ} 는 대차들에 작용하는 준정적 좌우하중이다. 동적 요소는 다음과 같다.

$$F_{yD} = \pm 0.25 (F_z + 0.5 \cdot m^+ \cdot g) \tag{9}$$

여기서 F_{yD} 는 대차 프레임에 작용하는 동적 좌우하중이다. 현가장치를 장착한 대차가 퀘도비틀림이 5일 때 대차들에 의해 발생하는 비틀림을 검증한다.

2) 피로하중 부가 조건

그림 13과 그림 14는 피로해석시 대차들에 부가되는 수직하중 및 좌우하중의 파형을 보여준다. 두 그림을 비교하면 수직방향 및 좌우방향의 하중 주파수는 일치하여야 하며, 두 하중의 위상차도 없어야 한다. 그림 15는 피로해석시 대차들에 부가되는 하중 크기의 변화를 보여 준다. 첫 번째 하중 단계에서는 정격하중으로 6×10^6 사이클까지 반복하중을 부가하고 균열 발생 여부를 확인한다. 첫 번째 하중 단계에서 균열이 발생되지 않을 경우에는 두 번째 하중 단계를 수행한다. 두 번째 하중 단계에서 정격하중은 첫 번째 하중 단계와 같이 부가하고, 준정적 하중 및 동적 하중을 정격하중의 120%로 증가시켜서 2×10^6 사이클까지 반복하중을 부가한다. 두 번째

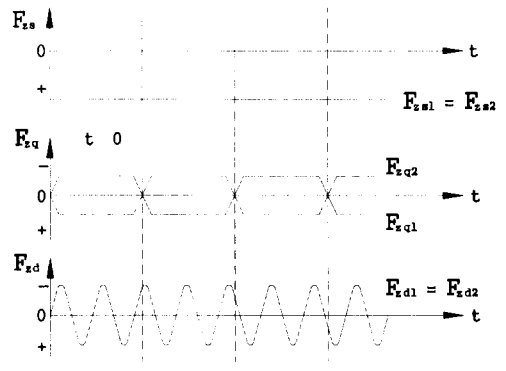


그림 13 수직방향으로 작용하는 하중

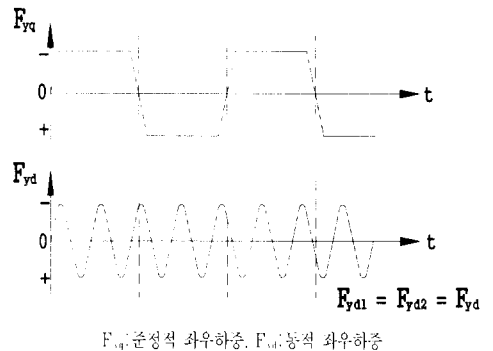
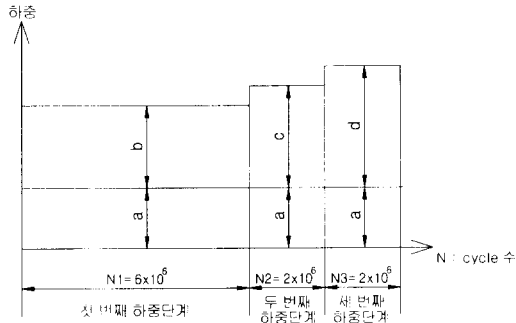


그림 14 좌우방향으로 작용하는 하중 및 파형



a = (정적) 수직하중
 b = 1 (준정적+동적) 수직하중과 좌우하중
 c = 1.2 (준정적+동적) 수직하중과 좌우하중
 d = 1.4 (준정적+동적) 수직하중과 좌우하중

그림 15 대차들에 작용하는 하중부가 단계

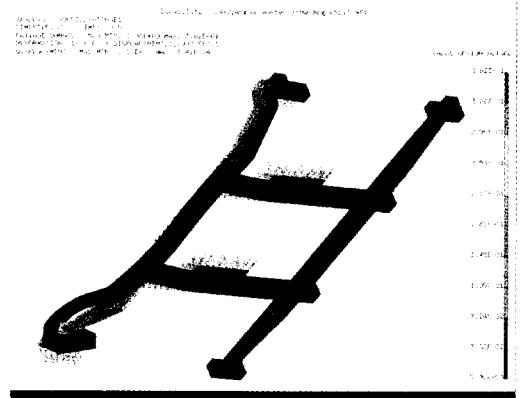


그림 16 보기식 대차들의 피로파괴 및 피로수명

하중 단계에서도 균열이 발생되지 않는 경우에는 준정적 하중 및 동적 하중을 정적하중의 140%로 증가시켜서 2×10^6 사이클까지 반복하중을 부가한다. 단, 이 때에도 정적하중은 두 번째 하중 단계에서와 마찬가지로 첫 번째 하중 단계와 동일하게 유지한다.

3) 피로강도 해석

보기식에서는 하중을 받는 대차 프레임 선단의 모양이 상·하가 서로 다르므로 선단의 모양에 따라 두 가지 피로해석이 필요하나 그 중의 피로가 가장 심한 경우의 해석결과를 그림 16에 나타냈으며, 스티어링식의 해석결과를 그림 17에 나타냈다. 3회의 하중 사이클을 거친 후의 누적파괴(accumulation damage)와 피로수명(fatigue life)을 검토하였다. 여기서 피로파괴(fatigue damage)는 1보다 크거나 같은 경우 재료의 파괴가 발생한다. 피로파괴는 두 방식 모두 최대값은 50% 이하이다. 그리고 피로수명의 최소 사이클수는 약 5.0×10^9 이다.

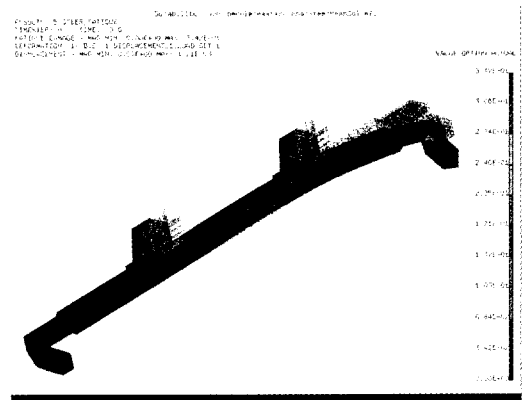


그림 17 스티어링식 대차들의 피로파괴 및 피로수명

3. 해석결과 평가

3.1 구조강도해석 평가

본 해석에서 보기식과 스티어링식 대차에 대하여 수직, 좌우, 전후와, 비틀림하중을 적용하여

해석한 결과를 표 1에 나타냈다. 해석시 모델링된 대차틀, 하부회전판 지지대와 평행링크 프레임은 두께 10mm로 설정하였고, 그 모델에 각각 하중을 주어 항복강도를 넘는 응력의 발생여부를 검토하였다. 수직하중에서 보기식은 하부회전판 지지대의 굴곡부위에 응력집중이 발생하기 때문에 항복강도를 초과하는 응력이 발생하였다. 하부회전판 설계시에 10mm이상의 두께를 주는 것과 하중을 견딜 수 있는 구조를 고려해야 할 것이다.

수직하중에서 스티어링식의 평행링크 지지대

표 1 보기식 및 스티어링식의 정적하중에 대한 최대 응력과 최대 변위

방식	보기식		스티어링식	
	Maximum Stress (N/m ²) (VON MISES)	Maximum Displacement (mm)	Maximum Stress (N/m ²) (VON MISES)	Maximum Displacement (mm)
수직하중	8.56×10 ⁸	14.2	1.69×10 ⁸	4.31
좌우하중	3.45×10 ⁷	1.01	2.92×10 ⁷	0.573
전후하중	1.07×10 ⁸	1.32	9.94×10 ⁷	1
비틀림하중	3.22×10 ⁸	14.5	4.24×10 ⁸	14.5

는 수직하중을 받으면 조인트로 연결이 되어 있기 때문에 힘에 대하여 저항하는 반력이 존재하지 않는다. 그렇기 때문에 반력이 존재하는 보기식과 비교할 수 없고 단지 수직하중을 주었을 때 그 구조물이 항복강도 내에 있는 지를 검토하였다. 그러므로 스티어링식의 평행링크 지지대에서는 그 자체만의 강도를 고려하면 항복강도보다 작은 응력이 발생하므로 10mm 두께가 적당하다고 판단된다.

좌우하중에서 두 방식을 비교하여 보면 모두 응력값이 항복강도 내에 존재한다. 그러나 응력값을 기준으로 하면 응력값이 적은 스티어링식이 좀 더 유리하다. 또한 전후하중도 두 방식 모두 응력값이 항복강도 내에 있지만 응력값을 비교하여 보면 스티어링식이 좀 더 유리하다는 것을 알 수 있다. 비틀림하중을 보면 변위가 14.5mm가 될 때까지 보기식에서는 33,000N이 필요하고, 스티어링식은 90,500N이 필요하다. 지금까지 나온 결과를 보면 수직, 좌우, 전후와 비틀림하중이 가해질 때 강도적으로 보기식보다 스티어링식이 더 유리하다는 것을 알 수 있다.

3.2 피로해석 평가

표 2와 표 3에 나타났듯이 두 방식 모두 누적 피로파괴를 보면 수치가 1보다 작음을 알 수 있다. 그리고 피로수명 사이클을 보면 10⁷ 사이클보다 더 큰 사이클을 갖기 때문에 이 대차들은

표 2 보기식의 피로하중 해석결과

피로 해석 단계	하중단계별 피로파괴 (Event Damage) (최대값)	누적피로파괴 (Accumulation Damage) (최대값)	피로수명 (Fatigue Life) (최소값)
첫 번째 하중단계	0.0028	0.0028	1.97×10 ¹¹
두 번째 하중단계	0.00637	0.00918	2.89×10 ¹⁰
세 번째 하중단계	0.0323	0.0415	5.71×10 ⁹

표 3 스티어링식의 피로하중 해석결과

피로 해석 단계	하중단계별 피로파괴 (Event Damage) (최대값)	누적피로파괴 (Accumulation Damage) (최대값)	피로수명 (Fatigue Life) (최소값)
첫 번째 하중단계	0.0232	0.0232	3.17×10 ¹¹
두 번째 하중단계	0.0526	0.0758	4.65×10 ¹⁰
세 번째 하중단계	0.266	0.342	9.18×10 ⁹

반복 피로하중에 대해 내구성이 있다고 판단할 수 있다. 즉, UIC에서 제시한 방법으로 하중을 부과하여 10⁷까지 균열이 발생하지 않음을 확인하였다.

각 하중 단계별로 피로파괴를 비교하면 보기식이 스티어링식보다 더욱 큰 내구성을 가지고 있어 당연히 누적피로파괴에서도 보기식이 유리하다. 또한 단계별 피로수명은 두 방식 모두 거의 동일한 차수의 사이클을 보이고 있어, 피로수명에서는 우열의 판단이 명확하지 않다.

4. 결론 및 향후계획

본 해석은 고부차륜형 AGT(Automated Guideway Transit) 시스템의 대차방식인 스티어링식과 보기식에 대하여 정적인 구조강도 해석과

피로해석을 수행하여 두 시스템의 내구성을 평가하였다. 구조강도 해석에서는 수직하중, 좌우하중, 전후하중과 비틀림하중에 대하여 해석결과를 비교평가하였다. 본 해석에서 수직하중 및 좌우하중 해석의 경우 보기식에서 대차틀의 하중부가 위치, 즉 경계조건의 면밀한 검토가 필요하고, 구조상 기능이 상이하므로 비교할 수 없다. 그러나 이 경우 모두 최대응력이 재료의 항복강도내에서 발생한다. 전후하중 및 비틀림하중에 대하여는 스티어링식이 보기식보다 내구성에서 유리한 것으로 나타났다.

지금까지 수행한 정적해석은 상기 네 가지 하중에 대하여 검토했지만 향후 대차틀의 브라켓 강도는 물론, 차량의 롤링에 관련된 엔티롤바(anti-roll bar)의 해석이 필요할 것으로 판단되며, 이것과 함께 발생할지도 모르는 비틀림하중과의 연성(coupling)도 검토해야 될 것으로 판단된다. 또한 독립적으로 각각의 하중에 대하여 해석하였지만 UIC에서 정한 복합하중에 대하여도 검토되어야 할 것이다.

피로해석 결과 두 방식 모두 충분한 내구성을 가지고 있으며, 보기식이 조금 유리한 상태이다. 그러나 반드시 보기식이 절대적으로 우월하다고 할 수 없다. 지금까지의 해석은 대차틀과 안내륜틀에 대하여만 해석하였고 롤링, 피칭과 요잉이 작용하는 수직하중, 좌우하중, 전후하중과 비틀림하중이 작용하는 위치에서의 복합하중에 의한 피로해석을 확장해야 할 것이다. 아울러 복합하중 작용시 응력과 변형률을 피로수명과 연관시키기 위한 S-N해석과 일정한 하중의 입력후 잔류응력에 대한 검토도 필요할 것이다. 대차틀은 용

접 구조물이므로 용접부위의 심층적인 피로해석이 수행되어야 할 것이다. 본 해석에서 사용한 하중의 파형은 확정적 신호(deterministic signal)를 사용하였지만, 실제로 대차에 입력되는 하중은 불확정적 신호(indeterministic signal)로 예상되므로 진동피로(vibrational fatigue) 해석에 대하여도 평가가 이루어져야 될 것이다. 현재까지 구한 결과에 대하여 두 방식을 비교시 장단점이 상충되므로 더욱 확장된 해석으로 나온 결과를 종합하여 두 대차 방식에 대하여 신뢰도가 향상된 비교평가가 가능하리라 판단된다.

참 고 문 헌

1. K. -S. Lee, J. -S. Lee, S. -H. Yun and Y. -O. Cho, "Standardization of Electric Multiple Units for the Korean Underground Transit System", The 4th Korea/China Joint Conference on Rail & Urban Transits, September, 1998, Korean Society of Transportation
2. 최성규 외, "경전철 표준화연구 결과보고서", 건설교통부, 1998. 12., 총530 페이지
3. International Union of Railways, "UIC Code 615-4: Motor Power Unit- Bogies and Running Gears -Bogie Frame Strength Tests", 1994
4. I-DEAS Master Series Manual, Structural Dynamics Research Corporation, Ohio USA, 1998 