

자기부상열차의 동적 거동을 고려한 내구해석 기법개발

Evaluation of Dynamic Fatigue Life for Maglev Bogie Frame

한성욱[†] · 우관제*

Sung-Wook Han · Kwan-Je Woo

Abstract In domestic developing magnetically levitated (Maglev) vehicle, bogie frames install electromagnets which provide the vehicles to run with levitation and guidance forces; moreover, the linear motors used for traction are integrated into the same mechanical structure. This paper presents the process which predicts the evaluation of life cycle for bogie frame on various running conditions. Durability analysis considering vibration effect is simulated by using random loads resulted from dynamic simulation which takes into account the irregularities of guide rail. And it supports additional weak points which were not examined in static analysis.

Keywords : Maglev, levitation, Durability analysis, guide rail

요 지 현재 국내에서 연구 개발 중인 자기부상열차는 대차 프레임에 장착되어 있는 전자석에서 부상과 안내가 이루어지고 역시 대차 사이드프레임 하단에 위치한 리니어모터에서 추진력을 발생하여 주행하는 방식으로 되어있다. 본 논문에서는 자기부상차량이 다양한 주행시나리오에 따라 부상 주행시 대차프레임의 수명평가를 예측하기 위한 방법에 대하여 연구하였다. 이를 위하여 가이드레일의 불규칙도를 고려한 동역학해석에서 구한 동하중을 이용하여 대차의 진동특성을 고려한 내구해석을 수행하고 기존의 정적내구해석에서 나타나지 않았던 취약부위를 추가적으로 검토할 수 있었다.

주 요 어 : 자기부상열차, 부상력, 내구해석, 가이드레일

1. 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

기존 철도차량 대차프레임의 경우 강도 및 내구 수명평가를 위하여 적용하는 관련 규격들이 정의되어 있는데, 국내에는 일본 JIS규격을 참조하여 제정된 도시철도법이 있으며 해외규격으로는 UIC code(615-4 & 515-4)와 EN code(13749) 등이 있으며 대부분의 해외철도차량 수요처에서 이들 규격을 대차프레임의 강도평가를 위하여 적용하도록 요구하고 있다.

자기부상열차는 기존의 철도차량과는 달리 차륜과 궤도와의 접촉이 아닌, 자기력에 의해 부상하여 이동을 하는 교

통수단이다. 양산용 차량설계 및 제작 기술을 보유하고 있는 나라는 독일과 일본 정도이고 주요 교통수단으로 상업운행을 하고 있는 나라도 중국 이외에는 없는 실정이며, 자기부상열차 대차프레임의 강도 및 내구수명평가에 대한 규격은 물론 이와 관련된 문헌조차도 구하기 힘들다.

따라서 본 연구에서는 당사 개발 중인 자기부상열차 대차프레임의 내구 수명 평가를 해석적인 방법을 토대로 구현하고자 한다. 동역학 모델을 구성하고 불규칙도를 고려한 가이드레일(guide rail)을 가혹하게 설정된 8개의 주행 시나리오별로 주행하여 실시간으로 얻어진 하중이력을 내구해석에 이용하였다. 대차 프레임의 동적 거동을 고려하기 위한 동적내구해석 방법으로 Modal Superposition Method(MSM)를 내구해석에 이용하였다. MSM 내구해석은 기존의 정적 내구해석 방법이 고려하지 못하는 구조물의 동적거동을 고려하여 내구수명을 평가한다. 외부에서 가해지는 외력이 구조물이 가지는 고유진동특성에 영향을 미치는 가진 주파수 대역을 가진다면 이에 해당하는 구조

[†] 책임저자 : 정회원, 현대로템, 응용기술연구팀, 선임연구원
E-mail : swghan10@hyundai-rotem.co.kr

TEL : (031)596-9511 FAX : (031)596-9747

* 교신저자 : 정회원, 현대로템, 응용기술연구팀, 수석연구원
E-mail : wookj@hyundai-rotem.co.kr

TEL : (031)596-9490 FAX : (031)596-9747

물의 진동모드를 고려하여 내구해석을 수행하는 방법이다 [1,6].

1.2 연구 수행 범위 및 내용

본 연구에서는 차량 개발 초기단계에서 차량의 동역학 해석에서 얻을 수 있는 하중이력을 이용하여 대차의 내구 강도를 평가하고 이를 바탕으로 자기부상열차 대차프레임의 내구평가 기준을 확립하기 위해 Fig. 1의 과정을 거쳤다.

자기부상열차 대차프레임 FE model을 구성하여 모달 해석을 수행하여 모드정보를 가진 FE model인 Modal Neutral File(MNF)을 이용하여 동역학 해석모델을 구성하였다. 레일의 상하 좌우 표면조도와 가이드웨이(Guide way)처짐을 고려한 가이드레일 불규칙도와 실 주행노선을 바탕으로 한 주행시나리오를 가정하여 동역학해석을 수행한다[7]. 동역학해석으로부터 추출된 하중이력의 분석과 대차프레임의 모달해석을 통하여 가진 주파수가 대차프레임의 진동특성에 영향을 미치는지 여부를 판단한다. 대차프레임 각각의 하드포인트(hard point)에 작용하는 하중분력 중 내구수명에 큰 영향을 미치는 하중을 찾아내고 어떤 주행 시나리오의 운행조건에서 대차프레임이 취약한지를 판단한다. 그리고 추출된 하중이력을 이용하여 내구해석을 수행한다. 정적 내구해석과 MSM 내구해석을 통하여 대차프레임의 내구수명을 평가하고 구조물의 진동특성이 수명에 어떠한 영향을 미치는지를 파악하고 상대적으로 내구에 취약한 부위들을 살펴보기로 한다.

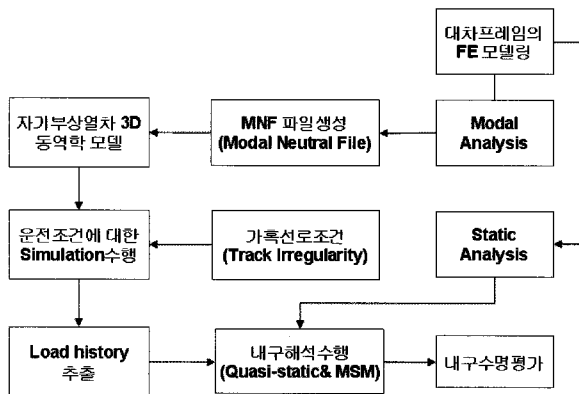


Fig. 1. Flow chart for evaluation of dynamic fatigue life

2. 동역학 해석을 통한 하중이력의 추출

자기부상열차가 가이드레일 위를 부상하여 주행 시 대차프레임에 유입되는 동하중의 정확한 도출은 내구수명의 계산에 절대적이다. 정하중은 차량 제원에 의하여 결정되지만 동하중은 노면 상태와 주행속도 및 선로 구간에 따라 크

게 영향을 받는다. 즉 가이드레일의 불규칙도와 주행조건에 따라 변동하중의 크기와 가진 주파수 대역은 피로수명에 큰 영향을 미치는 주요한 인자가 된다. 따라서 본 연구에서는 이들 인자를 다음과 같이 정의하였다.

2.1 가이드 웨이 불규칙도의 설정

불규칙도는 가이드웨이 레일의 수직 및 수평 조도와 거더(Girder)처짐, 침목간 처짐으로 정하였다[2,3,7].

직선구간 동역학해석을 수행하기 위한 레일의 수직 및 수평 조도를 정의하고 이는 한국기계연구원(KIMM)에 설치된 시험선로의 직선구간에 대한 높이 측정 데이터와의 비교를 통하여 신뢰성을 확보하였다. 자기부상열차 차량이 거더와 거더 사이를 연결하는 교량위에 설치된 가이드 웨이를 주행하게 될 때 차량의 중량에 따른 처짐이 발생하게 되는데 이를 거더 처짐량이라고 한다. 이는 차량의 승차감에도 큰 영향을 미치며 그 처짐량은 트랙 불규칙도를 정의하는데 중요한 인자가 된다. 레일을 지지하고 있는 침목은 등 간격으로 배치되어 있어 슬리퍼 사이에 처짐이 발생하는데 이도 역시 불규칙도의 인자로 고려할 수 있다.

가이드웨이의 불규칙도는 이상과 같은 3가지 요소를 조합하여 가정하였으며, 동역학해석을 위한 대상모델은 완성차를 제작하기전 차량 부상주행 메커니즘 검증을 위하여 한국기계연구원에서 시운전한 시험용 차량(Half Car)으로 정하였다. 아래 Fig. 3과 같이 시험용 차량은 2대의 대차가 구체를 지지하고 있다. 동역학해석을 위한 소프트웨어는 LMS Virtual lab motion이 사용되었다.

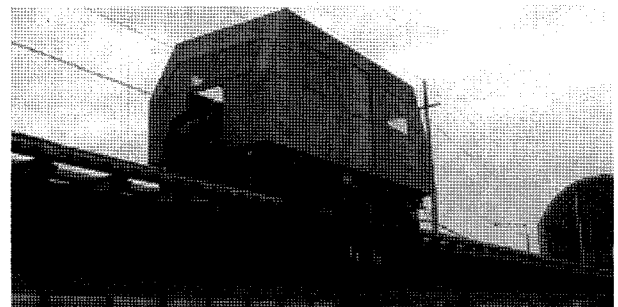


Fig. 2. Maglev half vehicle for test running operation at KIMM

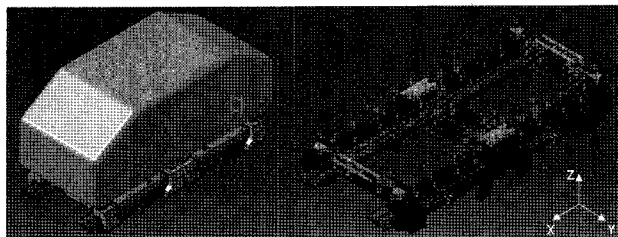


Fig. 3. Maglev vehicle dynamic model including flexible bogie

2.2 주행조건의 설정

차량의 주행조건은 크게 직선주행, 곡선주행, 직선구간에서의 최대 가속도 및 감속도 적용, 최대 운행가능속도까지 단계별 주행과 횡방향 최대풍속의 영향, 가이드레일의 좌우 캔트(Cant)량 등을 고려하여 총 8가지의 주행시나리오를 가정하였으며 이를 바탕으로 동역학 해석을 수행하였다. 주행시나리오는 Table 1에 나타내었다.

Table 1. Levitation running scenario on guideway

Scenario	Vehicle speed (km/h)	Guideway conditions	Remarks
1	30	Straight guideway	
2	80	Straight guideway	
3	110	Straight guideway	
4	0-110-0	Straight guideway	acceleration/ deceleration
5	5	480mR curved guideway	wind speed 26m/s
6	30	180mR curved guideway, cant 2degree	
7	92	700mR curved guideway, cant 110mm	
8	110	480mR curved guideway, cant 257mm	

3. 하중 분석 및 내구해석

3.1 하중 분석

동역학 해석의 결과로부터 얻을 수 있는 하중 추출작업은 전두/후미 대차 모두에서 이루어졌다. 총 64개 대차 하중 입력점의 하중값을 X, Y, Z 각 방향에 대한 분력으로 0.01초 간격으로 60초 주행시간동안 8가지 주행시나리오에 대하여 출력하였다.

3.1.1 내구해석 대상 하중이력 선정

내구해석에 이용할 하중은 대차에 유입되는 하중에서 가장 큰 하중인 전/후 대차 에어스프링 위치에서의 하중 값들을 비교하여 전/후대차 중 더 큰 하중을 받는 대차를 선정하여 이에 대한 하중들을 내구해석을 위한 하중으로 선정하기로 한다. Table 2는 전/후 대차의 에어스프링(Air spring)에서의 최대 하중 값을 주행시나리오 별로 정리한 것이다. 전체적으로 하중 값의 차이는 미미하나 전두대차(1st Bogie)가 후위대차(2nd Bogie)보다 다소 큰 하중을 받는 것으로 나타났다. 이는 다른 하중 입력점에서도 유사한 경향이 나타났다. 따라서 전두대차의 하중들을 내구해석을 위한 하중이력으로 결정하였다.

3.1.2 Hard point 위치별 동하중 이력 분석

상기 기술한 바와 같이 동역학 해석으로부터 대차의 하중이 유입되는 모든 하중 입력점에서의 1,536개 동하중이력들을 시간축(Time domain)으로 추출하였으며 RMS(Root Mean Square)값과 최대 및 최소 하중값을 찾아내고 각각의 하중 입력점에서 어떤 주행조건의 하중 절대값이 더 큰지를 평가한다. 본 논문에는 각각의 하중 분력 중 수명에 큰 영향을 미칠 것으로 판단되는 동하중 분석결과를 정리하여 나타내기로 한다.

3.1.2.1 에어스프링 마운팅부(Air spring mounting point)

Fig. 4는 시속 110km/h의 속도로 직선구간 주행 시 에어스프링에서의 Z방향에 대한 하중이력을 나타낸다. Fig. 5는 곡선구간을 시속 110km/h로 주행시 하중이력을 나타내며 Fig. 6은 직선구간을 정지상태에서 110km/h까지 가속(4km/h/sec)후 감속(4.5km/h/sec)시의 Z방향 하중이력을 나타낸다. 가속시는 차량의 피칭(Pitching)에 의하여 후미 측의 에어스프링이 상대적으로 더 큰 힘을 받고 있으며 감속시에는 선두 측의 에어스프링이 큰 힘을 받는 것을 알 수

Table 2. Maximum loads at airspring mounting point [unit: N]

Mounting point	straight, 30km/h	straight, 80km/h	straight, 110m/h	straight, acc./dec.	480mR, 5km/h	180mR, 30km/h cant2°	700mR 92km/h, cant110mm	480mR, 110km/h, cant257mm
1st Bogie, FL	9,090	9,479	9,875	10,283	8,735	8,576	8,586	8,589
1st Bogie, FR	9,161	9,479	10,147	10,442	9,274	8,734	9,010	9,203
1st Bogie, RL	8,737	9,113	9,525	9,251	8,854	8,571	8,572	8,572
1st Bogie, RR	8,744	9,087	9,418	9,244	9,268	8,610	8,913	9,156
2nd Bogie, FL	8,915	9,242	9,666	9,351	8,866	8,589	8,581	8,593
2nd Bogie, FR	8,963	9,241	9,647	9,397	9,274	8,626	8,906	9,129
2nd Bogie, RL	8,929	9,088	9,276	9,807	8,988	8,678	8,644	8,686
2nd Bogie, RR	8,894	9,014	9,183	9,705	9,274	8,604	8,914	9,159

있다. 이는 자기부상 시험용 차량이 가속시 차량 진행 반대 방향으로 y축을 중심으로 피칭이 발생하고 감속시에는 차량 진행방향으로 피칭이 발생하기 때문인 것으로 보이며 이러한 경향은 시험용 차량이 전체 차량모델(Full car model)로 제작된 것이 아니라 Half car 모델로 제작되어서 더 크게 나타나는 것으로 보인다. Fig. 7은 주행시나리오별 최대값을 방사형 그래프에 도시하여 어떤 주행시나리오에서 에어스프링이 큰 힘을 받는지를 보여준다. 주행속도가 증가할수록 에어스프링에서의 하중은 증가하였으며, 직선주행 110kph와 증가속 구간에서 상대적으로 큰 하중이 유입되는 것을 알 수 있다.

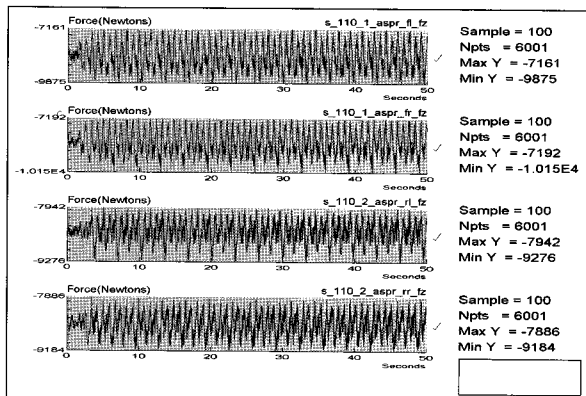


Fig. 4. Dynamic load histories at airspring on 110km/h

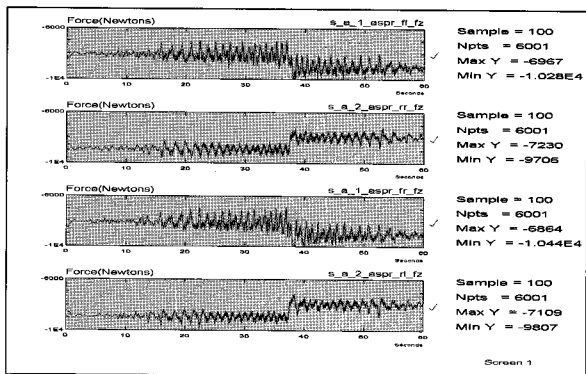


Fig. 5. Dynamic load histories at airspring on acc.&dcc.

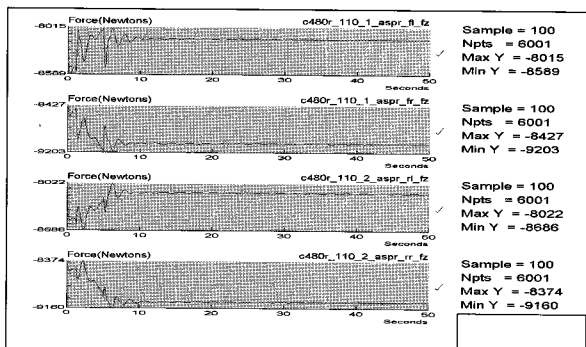


Fig. 6. Dynamic load histories at airspring on curved running

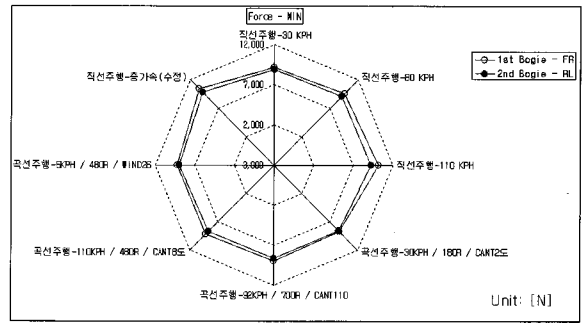


Fig. 7. Radial diagram of the maximum loads at airspring

3.1.2.2 트랙션링크 마운팅부(Traction link mounting point)

자기부상열차의 대차와 차체간 길이방향(x-dir)의 구속을 잡아주는 트랙션링크(Traction link)는 전후 주행방향으로의 추진력과 가감속력을 차체로 전달한다. 동일한 속도로 정속운행을 하는 조건보다 가감속시 차체에 대한 추진력과 관성력이 증가할 때 더 큰 하중이 유입된다. Fig. 8은 가감속 구간에서 트랙션링크에 유입되는 하중이력을 나타내고 있다. 정지 상태에서 110km/h까지 가속되는 지점인 38초까지는 트랙션링크에 압축력이 작용함을 알 수 있고 그 이후부터는 감속이 이루어짐에 따라 link에 인장력이 작용하므로 하중 값이 (-)에서 (+)로 바뀔 수 있다. Fig. 9는 주행시나리오별 최대값을 방사형 그래프에 도시한 것으로 증가속 구간에서 상대적으로 큰 하중이 유입되는 것을 알 수 있다.

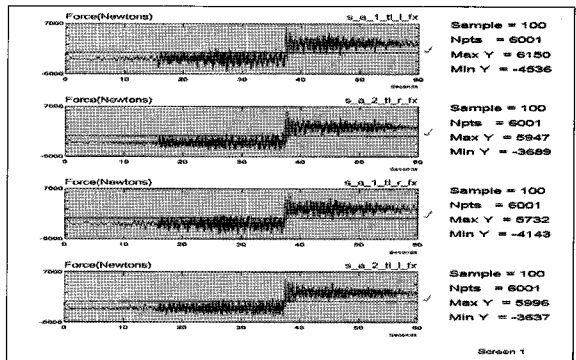


Fig. 8. Dynamic load histories at traction link on acc.&dcc.

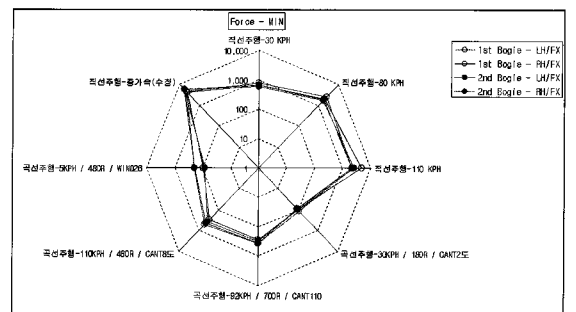


Fig. 9. Radial diagram of the maximum loads at traction link

3.1.3 대차의 진동특성 분석

Fig. 10은 110km/h로 주행시 대차프레임에 유입되는 하중 이력을 FFT(Fast Fourier Transform) 변환하여 PSD(Power Spectrum Density)로 나타낸 것이다. 이는 동하중의 가진 주파수 영역을 알기 위해서다. 즉 외부로부터 가해지는 외력의 가진 주파수가 구조물의 고유진동수에 영향을 미치는 범위에 있는지를 파악하고자 한다. ①은 에어스프링에 유입되는 하중을 PSD에서 1.2Hz가 peak주파수로 나타났다. ②는 마그네틱코어, ③은 리니어모터 하중 유입점에서의 PSD로 24.4Hz가 peak주파수로 나타났다. ④는 타이빔마운팅 부의 PSD로 5Hz 이하에 주파수 성분이 집중되어있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 대차프레임의 모달해석 결과이다. 35Hz 이하에서 1-4차 고유진동모드가 존재한다. 즉 대차프레임의 고유진동수 범위가 동하중의 가진 주파수 영역대를 포함하게 된다. 따라서 대차프레임에 가해지는 동하중의 가진 주파수가 대차프레임의 진동특성에 영향을 미칠 것으로 판단할 수 있다.

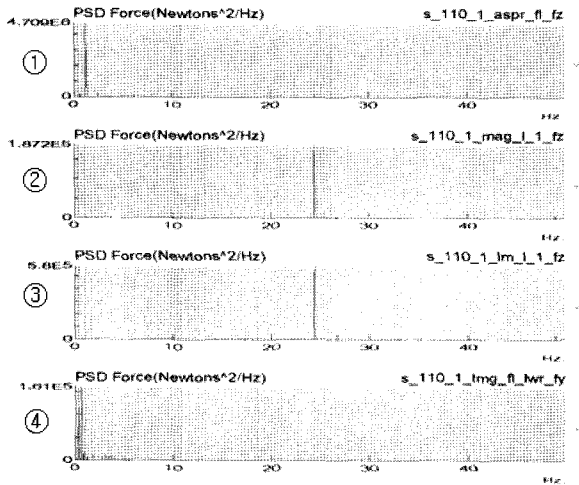


Fig. 10. PSD(Power Spectrum Density) diagram at 110km/h

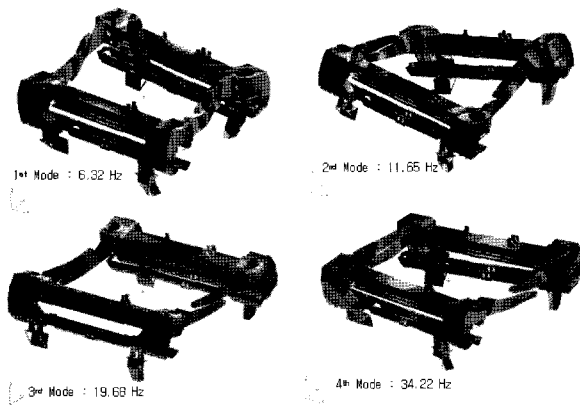


Fig. 11. Modal analysis of Maglev bogie frame

3.2 대차프레임 내구해석

3.2.1 MSM 내구해석 이론

모드중첩법을 내구해석에 이용한 MSM내구해석은 구조물에 작용하는 동하중의 주파수성분을 분석하고 그 주파수 영역에 대한 고유진동해석을 수행하여 각 모드별로 modal stress 를 구한다[4]. 그리고 실제 하중이력을 입력하여 과도응답(Transient response)해석을 수행하여 산출된 모드기여도(modal participation factor)이력과 modal stress를 곱하고 이를 각 모드별로 시간에 대하여 선형적으로 모두 더하여 구한 응력을 산출하여 내구수명을 계산한다.

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

식 (1)을 풀기 위해서는 먼저 고유치(Eigenvalue) 문제를 풀어야 한다.

$$\omega^2 [m] \{q\} = [k] \{q\} \quad (2)$$

고유진동수 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 를 찾아서 이와 관련된 고유진동모드 $\{\Phi\}(1), \{\Phi\}(2), \dots, \{\Phi\}(n)$ 를 찾는다. 식 (2)의 벡터해는 고유진동모드의 선형적인 조합에 의해 나타내어질 수 있다.

$$\{x(t)\} = \{\Phi\}(1)q_1(t) + \{\Phi\}(2)q_2(t) + \dots + \{\Phi\}(n)q_n(t) \quad (3)$$

여기서 $q_1(t), q_2(t), \dots, q_n(t)$ 는 시간에 따른 일반화된 좌표이며, 이는 modal participation factor라고 한다. 여기서 Modal Matrix $[\Phi]$ 의 j번째 항을 Vector $\{\Phi\}(j)$ 라고 하면

$$[\Phi] = [\{\Phi\}(1) \ \{\Phi\}(2) \ \dots \ \{\Phi\}(n)] \quad (4)$$

식 (3)을 정리하면,

$$\{x(t)\} = [\Phi]\{q(t)\} \quad (5)$$

여기서, $q(t)$ 는 아래와 같이 나타낼 수 있으며

$$\{q(t)\} = \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ \dots \\ q_n(t) \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Modal Matrix $[\Phi]$ 는 시간과 관련된 함수가 아니므로, 식 (5)로부터

$$\ddot{x}(t) = [\Phi]\{\ddot{q}(t)\} \quad (7)$$

식 (5)와 (7)을 이용하면, 식 (1)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$[\Phi]^T [m] [\ddot{q}] + [\Phi]^T [k] [\Phi] \{q\} = [\Phi]^T [F] \quad (8)$$

식 (8)에 $[\Phi]^T$ 를 양변의 앞에 곱하면 식 (9)는

$$\{Q(t)\} = [F]^T \{F(t)\} \quad (9)$$

일반화된 좌표 $\{q(t)\}$ 와 관련된 일반화된 하중의 벡터를 $\{Q(t)\}$ 로 정의하면,

$$\{Q(t)\} = [\Phi]^T \{F(t)\} \quad (10)$$

로 표현되고, 식 (9)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\{\ddot{q}(t)\} + [\omega^2] \{q(t)\} = \{Q(t)\} \quad (11)$$

식 (11)은 n개의 uncouple된 2차 미분방정식의 집합을 의미한다.

$$\ddot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = Q_i(t) \quad (12)$$

식 (12)에서 감쇠가 없는 1 자유도계의 정확한 거동을 나타내는 미분 방정식의 형태를 볼 수 있다. 모드별 응력과 각 모드의 Modal Participation factor를 곱하여 시간에 대하여 선형적으로 모두 더해지게 된다. 이 과정은 다음과 같은 식으로 표현 가능하다.

$$\sigma(t) = \sum \sigma_i q_i(t) \quad (13)$$

식 (13)는 i개의 Mode에 대한 어떤 계의 어느 순간의 응력상태를 구하는 방법을 보여주고 있다. MSM 내구해석에서는 피로손상(Damage)을 계산하여 수명을 평가하기위한 응력으로 이를 사용한다.

3.2.2 내구해석 조건 설정

내구수명 계산에 사용된 소재는 A6061-T6 열처리 재질로 Fig. 12는 이의 변형률-수명선도를 보여준다[5].

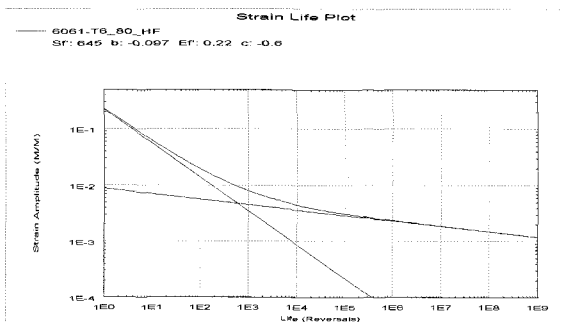


Fig. 12. Strain life plot of A6061-T6

자기부상열차의 내구목표수명은 연간 150,000km로 25년 간 총 3,750,000km를 주행하는 것으로 하였다. 현재 상업운

행하기로 예정되어있는 노선을 기 설정하였던 8가지의 주행시나리오가 모두 만족하여야 하는 것으로 하였다. 정적 및 동적 내구해석을 위한 S/W는 MSC Fatigue ver.2007을 사용하였고 식 (14)의 변형률 수명관계를 이용하여 내구수명을 평가하였으며 평균응력은 고려하지 않았다.

$$\epsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (14)$$

b: regression slope called the fatigue strength exponent

c: regression slope called the fatigue ductility exponent

2N_f: number of half cycles, reversals, to failure

ε_f: regression intercept called fatigue ductility coefficient

σ'_f: regression intercept called fatigue strength coefficient

3.2.3 내구해석결과

각 주행조건에 대하여 내구해석을 수행하였는데 모든 조건에 대하여 현재 개발된 대차프레임은 무한수명을 가지는 것으로 나타났다. 따라서 동하중에 대한 Scale factor를 크게 조절하여 각 주행조건에 대하여 내구해석을 다시 수행하여 상대적인 취약부위를 평가해보기로 하였다. 정적 내구해석과 동적내구해석 방법인 MSM내구해석을 모두 수행하여 최소 수명이 나타나는 부위와 수명 값을 Table 3에 정리하였다. 동적 내구해석시와 정적 내구해석시 취약부위가 서로 다르게 나타남을 알 수 있으며 최소 수명 또한 동적내구해석결과가 정적내구해석에 비하여 더 작은 값을 나타낸다. 이는 대차프레임의 진동특성이 내구에 영향을 미친다는 것을 보여준다. 즉 대차프레임의 고유진동수에 동하중의 가진 주파수가 영향을 주어 실동응력의 값이 증대되었음을 말해준다. 정적내구해석 결과에서 직선구간을 110km/h의 속도로 주행시 타이빔 브라켓(tie beam bracket)에서 최소 수명이 나타났으며 직선 증가속 구간에서는 트랙션 링크 브라켓(Traction link bracket)에서 최소 수명이 나타났다. 이 부위는 전후 방향 하중이 가장 크게 작용하는 부위이다. 나머지 주행조건에 대하여는 무한수명이 나타났다. 동적 내구해석 결과는 모든 주행시나리오에서 마그넷 폴 브라켓(magnet pole bracket)의 내구수명이 가장 약한 것으로 나타났다.

Fig. 13은 480mR의 곡선구간을 110km/h의 속도로 주행하는 경우, Fig. 14는 차량이 가감속 직선구간을 주행하는 경우를 동적내구해석으로 계산한 결과이다. 최소수명을 보이는 부위는 전자석 폴(pole)이 취부되는 브라켓(magnet pole bracket)으로 에어스프링을 지지하는 캐스팅 블럭(casting block)과 전자석을 지지하는 폴을 연결해주는 구조물로 전자석에 부상력 작용시 대차 내부로 모우멘트를 받는 부재이다.

Table 3. Summary of durability analysis results (MSM & Static)

Durability Analysis	straight, 30km/h	straight, 80km/h	straight, 110m/h	straight, acc./dec.	480mR, 5km/h	180mR, 30km/h cant2°	700mR 92km/h, cant 110mm	480mR, 110km/h, cant 257mm
life cylce (MSM)	1.88×10^4	3.41×10^4	1.25×10^4	3.47×10^4	3.53×10^4	3.53×10^4	3.53×10^4	3.53×10^4
Weak Area	Magnet pole brkt	Magnet pole brkt	Magnet pole brkt	Magnet pole brkt	Magnet pole brkt	Magnet pole brkt	Magnet pole brkt	Magnet pole brkt
life cylce (Static)	∞	∞	3.43×10^3	7.27×10^4	∞	∞	∞	∞
Weak Area	-	-	Tie Beam Bracket	Traction Link Bracket	-	-	-	-

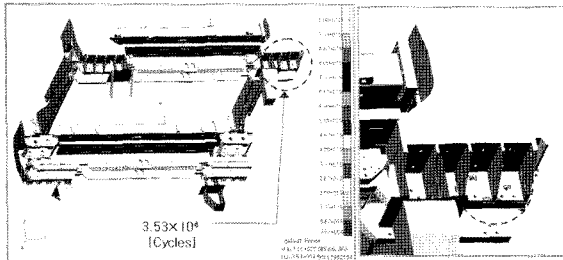


Fig. 13. MSM durability analysis result for 480mR, 110km/h

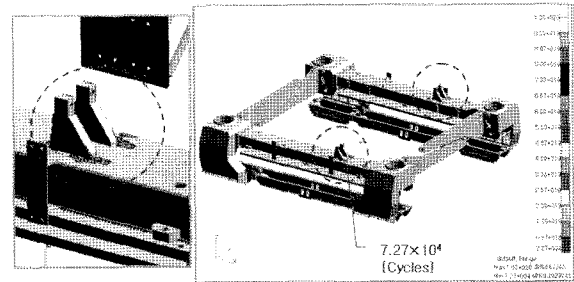


Fig. 16. Static durability analysis result for acc./dec.

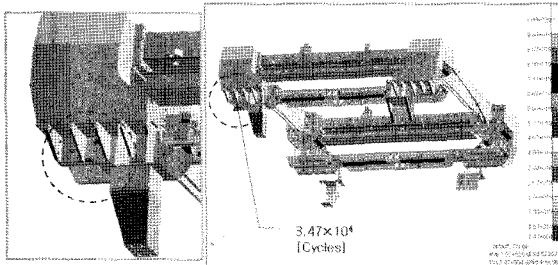


Fig. 14. MSM durability analysis result for acc./dec.

Fig. 15는 차량이 110km/h의 속도로 직선구간을 주행할 때를 정적내구해석으로 계산한 결과이다. 대차의 좌우 모듈을 지지하는 타이빔 마운팅 브라켓부에서 3,430cycle의 최소 수명이 나타났다. Fig. 16은 차량이 직선 가감속구간을 주행할 때 정적내구해석으로 계산한 결과이다. 대차에서 발생하는 추진력과 감속력을 차체로 전달하는 트렉션 링크 마운팅 브라켓 주위에서 72,000cycle의 최소 수명이 나타났다.

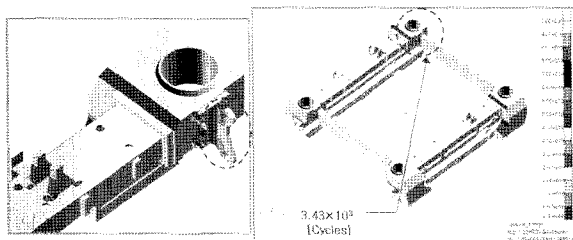


Fig. 15. Static durability analysis result for straight, 110km/h

4. 결론

최근 자동차 분야에서는 내구성평가에 가상 차량 기술을 접목한 내구평가기술에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있는데 이는 가상차량의 하중해석과 이를 통한 내구해석으로 이루어진다. 본 논문에서는 철도차량의 대차프레임 내구평가 방법에 이를 적용시켰다. 현재 개발 중인 자기부상열차의 동역학 모델과 실제 상업 운행할 노선을 가정하여 설정한 주행 시나리오에 따라 주행하였을 때 대차프레임에 유입되는 동하중이력을 내구해석에 적용하였다. 기존의 정적 내구해석방법 뿐만 아니라 대차 프레임의 진동특성을 고려하기 위하여 동적내구해석을 이용하여 대차프레임의 내구수명을 평가하는 과정을 진행하였다. 정적 내구해석과 동적 내구해석방법을 이용한 해석결과와의 비교를 통하여 대차프레임의 동적 거동을 고려시에 또 다른 취약 부위가 나타나는 것을 알 수 있었다. 이는 정적내구해석에서는 별 문제가 없을 것으로 판단되었으나 실제 운행에서 문제가 된 제품에 대한 내구평가방법으로의 검토에 적극 적용할 수 있을 것으로 판단된다. 본 연구는 차량에 가해지는 하중을 최대한 실제에 가까운 하중으로 계산하여 내구해석을 하는 방법과 최근 지속적으로 발생하고 있는 공진내구에 대한 평가기술도 함께 제시하였다. 하지만 이를 정확히 구현하기 위하여는 실제 차량이 주행하는 노선을 최대한 실제와 유사하게 가정하여 해석한 동역학해석으로부터 동하

중을 구하는 것이 매우 중요하다. 동역학모델에 대한 검증 을 위하여는 실제 차량에서 측정된 가속도와 동역학 해석 을 통하여 구한 가속도를 상호 비교하여 동역학모델을 수 정 보완해 나간다면 실제와 더욱 유사한 동하중을 구할 수 있을 것이고 보다 정확한 내구해석결과를 얻을 수 있을 것 이다.

후 기

본 연구는 국토해양부에서 주관하는 도시형 자기부상열 차 실용화사업의 연구결과입니다.

참 고 문 헌

1. J. A. Pires and A. Khan (1993), "A post-correction modal

superposition method for nonlinear dynamic analysis," Elsevier Science Publishers B.V.
 2. H. S. Han (2009), "Prediction of ride quality of a Maglev vehicle using a full vehicle multi-body dynamic model," Vehicle System Dynamics, iFirst, pp. 1-16.
 3. N. J. Lee, H. S. Han, and S. W. Han (2009), "Evaluation of the Fatigue Life of Aluminium Bogie Structures for Urban MAGLEV," 8th World Congress Railway Research, R.3.3.7.3.
 4. MSC Fatigue (2005), pp. 82-101, 417-418.
 5. WINSTON WONG, FEB/MARCH 1984, SAE PUB 840120.
 6. 경우민, 주상진, 전재욱 (2004), "VTL을 이용한 자동차 서스펜션 부품의 내구해석," 2004 MSC Korea Users Conference, chapter 21.
 7. 한형석, 이종민, 김영중 (2006), "유연다물체 동역학을 이용한 자기부상열차 동역학 모델링 연구," 한국철도학회 논문집, 제 9권, 제 6호, pp. 792-797.

접수일(2009년 10월 15일), 수정일(2009년 11월 23일),
 게재확정일(2010년 1월 14일)