

운전하중하의 레인플로집계법을 이용한 철도차량 무개화차의 피로누적손상과 수명예측

백 석 흠¹⁾ · 이 경 영¹⁾ · 문 성 준²⁾ · 조 석 수²⁾ · 주 원 식^{*3)}

동아대학교 기계공학과 대학원¹⁾ · 삼척대학교 자동차공학과²⁾ · 동아대학교 기계공학과³⁾

Fatigue Cumulative Damage and Life Prediction of Uncovered Freight Car Under Service Load using Rainflow Counting Method

Seokheum Baek¹⁾ · Kyoungyoung Lee¹⁾ · Sungjun Mun²⁾ · Seoksoo Cho²⁾ · Wonsik Joo^{*3)}

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

²⁾Department of Vehicle Engineering, Samcheok National University, Gangwon 245-711, Korea

³⁾Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

(Received 13 April 2004 / Accepted 6 December 2004)

Abstract : An end beam is one of the most important structural members supporting uncovered freight under in-service loading. In general, it needs to endure over 25 years. However fatigue fracture has occurred at dynamic stress concentration location of the end beam because user's specifications demanded high speed and vehicle manufacturer made the uncovered freight car with comparatively low strength and stiffness. For durability analysis, finite element analysis is performed to evaluate the problem of uncovered freight structure and local strain. The uncovered freight car was operated on actual problematic railroad line to measure dynamic stress versus time history on the critical part from which a crack is initiated often. Rainflow cycle counting method was used to estimate fatigue damage at dangerous area under operating condition. Therefore, this study shows that analytical fatigue life at the end beam can be predicted on the basis of S-N curve and structure analysis and has a fairly good correlation with experimental fatigue life.

Key words : Fatigue cumulative damage(피로누적손상), Life prediction(수명예측), Finite element analysis(유한요소해석), Rainflow counting(레인플로집계), Modified Miner rule(수정마이너법칙), Service load(운전하중)

1. 서론

현재 운행중인 무개화차(uncovered freight car) 중 일부 구간에서 대차의 엔드빔(end beam) 부근에 균열이 발생하여 2차에 걸쳐 보완작업을 시행하고 있다. 대차 프레임의 한 부분인 엔드빔은 화차의 제동장치를 설치하는 골조부분으로 균열은 화차제동에 치명적인 영향을 주는 구조적 결함이 될 가능성이

높다. 특히 엔드빔의 형상 중에서 사이드 프레임(side frame)의 하부에 결합되어 있는 형태에서 파손이 빈번하게 일어나고 있어 엔드빔이 결합되어 있는 구조적 문제와 피로파손과의 관계규명이 요구된다.

일반적으로 철도차량의 대차와 차체의 중요 구조물은 25년 이상 사용이 가능하도록 설계되고 있으나¹⁾ 파손된 운행차량은 피로한도에 기준한 정적구조해석 결과로는 운전수명을 보증하지만, 파손을 보이고 있는 엔드빔의 국부적인 취약부와 파손양식

^{*}To whom correspondence should be addressed.
wsjoo@daunet.donga.ac.kr

에 대해서는 원인규명이 되지 않아 운행차량의 임시보수 작업에 차질을 보이고 있다. 이러한 지속적인 추가균열은 보강재를 용접하여 수명을 증가시키지만 향후 제작하는 신조 차량의 건전성을 위해서는 실제 운행환경을 반영할 수 있는 피로수명 및 부재의 손상평가를 수행하고 체계적으로 설계에 반영시키는 내구해석(durability analysis) 방법의 정립이 필요하다. 일반적인 내구해석 방법은 손상합산법(damage summation method)과 함께 누적손상이론(cumulative damage theory)이 널리 적용되고 있는데 일정진폭하중하의 일련의 연구들^{2,3)}에 비해 운전 중 실제의 변동하중은 피로강도보다 작은 크기일지라도 국부적인 손상에 의해 균열이 발생되고 진전되어 부재가 기능을 할 수 없는 상태에 이를 수도 있다. 이러한 피로수명은 하중이력의 평가방법에 따라 매우 다른 수명분포가 나타나므로 내구해석 기술과 적용은 이러한 차이점을 설명할 수 있어야 한다.

실제 운전하중(service load)을 이용하여 내구해석을 평가하는 방법은 운행시 발생하는 변형률과 하중, 가속도 등의 하중이력을 측정함으로써 실제하중의 정보를 얻는데 이러한 추출된 정보는 신호처리 과정에서 적절한 사이클 집계(cycle counting) 알고리즘⁴⁾과 Palmgren-Miner 법칙⁵⁾이 사용된다. Wang 등⁶⁾은 등가변형률에 기초한 반파(reversal)로 파형계수하여 수명예측을 기술하였고 김영진 등⁷⁾은 자동차 부품의 국부변형률집근법(local strain approach)에 근거한 효율적인 피로강도 평가시스템을 개발하였으며 이원석 등⁸⁾은 굴삭기의 작업하중 이력을 다축·다점 하중집계법⁹⁾을 이용해서 피로수명을 평가한 바 있다.

한편 철도차량의 피로특성은 국내외의 여러 관련 규격에 의해 시험을 거쳐 평가되지만 무개화차의 경우 수명평가에 관여하는 대부분의 변수들은 정적하중은 물론 제동진동과 구조적으로 발생하는 굽힘응력 등의 복합응력에 지배받는다. 현실적으로 설계하중과 운전하중은 반드시 같지 않고 피로수명은 작용하중의 크기와 더불어 사이클 수, 노치 및 취약부의 응력상태에 따라 수명의 차이가 크다. 특히 변동하중을 받는 엔드빔의 경우 강성저하의 양을 측정하기 어렵고 손상의 척도를 일의적으로 정의하기 쉽지 않아 피로특성 및 피로수명평가에 대한 연구

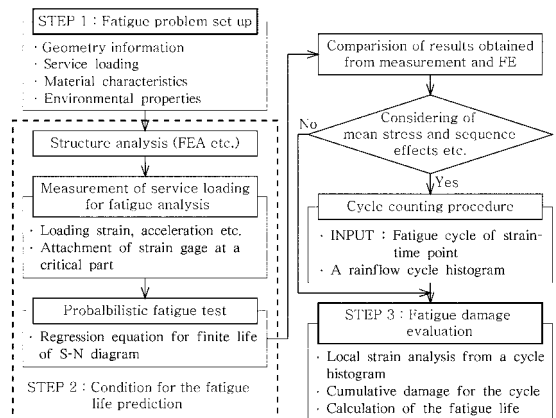


Fig. 1 Process of fatigue damage calculation

가 적은 실정이다.

본 연구에서는 무개화차 엔드빔의 경우 대차에 비하여 강도 및 강성이 비교적 약하기 때문에 주로 동적인 응력집중 부위에서 피로파괴 현상이 발생하고, 차체 변형 시에 하중이 집중되는 용접부에 균열이 나타나고 있으므로 보강설계와 경제적인 계획에 방정비의 주기조절을 위해 취약부와 그 영역에 피로수명을 해석하였다.

피로수명 예측을 위한 내구해석 과정으로 우선 엔드빔의 구조적 문제를 평가하기 위해 화차대차의 유한요소해석을 수행하고, 균열이 발생하고 있는 용접부의 응력범위와 하중 반복 경과수에 주목하여 운전하중하의 동응력 이력을 측정하였다. 이때 운전조건에 따른 응력변화의 평가는 레인플로집계법(rainflow counting method)을 이용하였고 손상계산에 필요한 확률적 S-N 선도를 기초로 철도차량의 파손양식에 대응하는 손상법칙을 적용하여 피로수명을 평가하였다.

2. 내구 해석 방법

무개화차 엔드빔의 추가균열에 따라 실제적인 내구수명을 예측하기 위해서는 철도 차량의 운행환경에 적합한 피로해석 방법이 요구된다.

Fig. 1은 본 연구에서 제안한 피로수명 예측을 위한 내구해석 과정으로 실제 운행환경을 고려하기 위하여 동응력 측정과 레인플로집계를 기초로 STEP 1 피로문제 설정, STEP 2 피로해석 조건

구성, STEP 3 피로손상 평가의 순서로 구성된다.

2.1 레인플로집계법을 이용한 손상합산법

실제의 구조물에 작용하는 하중은 진폭과 함께 응력범위가 변하는 변동하중을 받는 경우가 많으므로 이러한 피로손상 거동을 묘사하고 피로수명을 정확히 예측하는 것이 요구된다. 실제하중에서 일반적인 정보를 얻어 특정 구성요소의 피로수명을 결정하기 위해서는 복잡한 변동하중을 유용한 일정 진폭 시험의 S-N 선도와 비교할 수 있는 몇 개의 단순화된 하중이력도로 줄이는 사이클 집계 과정이 필요하다.⁴⁾ 본 논문에서는 하중의 고저 순서와 측정된 응력파형에서 피로강도를 지배하는 특성을 추출하고 그 빈도분포를 고려하기 위해서 레인플로집계법을 이용하였다.

레인플로집계법은 짧은 신호의 길이에 적용이 가능하고 연속적인 범위에서 비교할 수 있다. 본 논문은 Socie와 Downing^{10,11)}에 의해 제안된 방법을 사용하였고 다음과 같이 설명할 수 있다. Fig. 2는 이 과정을 간략하게 보여준다.

- 1) Fig. 2(a)를 보면 사이클의 끝단에서 신호의 산과 골이 형성되어 있다. 중간 데이터 점들은 고려하지 않고 연속성만을 고려하여 가장 최근 데이터부터 A, B, C 순서로 표시한다.
- 2) A에서 B까지 범위는 B에서 C까지 범위보다 크기 때문에 사이클은 닫히고 그 크기는 B에서 C까지 범위가 된다. 즉 사이클이 닫히는 조건은 아래와 같다.
Range A-B > Range B-C
- 3) 닫힌 B-C 사이클은 삭제하고 이후 범위에 새로운 사이클을 표시한다.
- 4) Fig. 2(b)에서 새로 생성된 사이클을 나타낸다. 같은 방법으로 A와 B의 범위가 B와 C의 범위보다 크기 때문에 다시 사이클은 닫힌다.
- 5) 1)~4)과정에서 더 이상 사이클이 닫히지 않을 때까지 반복한다.

따라서 추출된 사이클에 대해 응력진폭 σ_a 와 평균 응력 σ_m 을 산출한다. 본 논문에서는 Goodman의 평균응력 보정을 이용하였으며 보정된 응력진폭 과빈도수의 히스토그램(histogram)이 결정되면 아

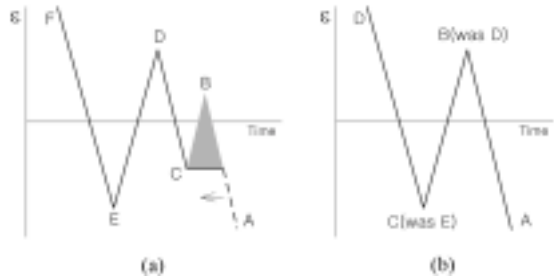


Fig. 2 Rainflow cycle counting

래의 식 (1)과 같은 Miner 법칙¹²⁾에 따라 누적손상 D 와 파단수명 N 이 계산된다.

$$D = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \frac{n_3}{N_{f3}} + \dots = \sum_i \frac{n_i}{N_{fi}} = 1$$

$$N = \frac{1}{\sum_i \frac{n_i}{N_{fi}}} \quad (1)$$

여기서 n_i 는 응력진폭 S_i 에서 집계된 사이클의 발생빈도수이며 N_{fi} 는 응력진폭 S_i 에서 S-N 선도의 피로수명인데 D 값이 1에 도달할 때 파손이 일어난다고 가정한다.

2.2 파손확률에 따른 S-N 선도

Miner 법칙에서 손상은 피로한도 이상의 응력에 대해서만 고려되기 때문에 엔드범과 같은 저응력 고사이클을 건디는 부품은 S-N 선도상의 내구한도에 대한 경사부와 수평부의 피로강도분포의 연속성에 주목해야 한다.

Fig. 3은 수명분포에 대응하는 P-S-N 선도결정법을 개념적으로 나타내고 있다. 내구한도 근방의 응력수준과 그 분포형상은 응력수준이 감소함에 따라 장수명측으로 비대칭 분포가 나타나게 되는데 철도 차량의 용접재에 대한 피로한도는 1×10^5 시간 이상의 사용을 보증하나 각종 경년열화나 보강작업으로 인한 재질 및 강도변화 등으로 실제응력에 의한 피로손상은 피로한도 이하의 응력에 대한 손상을 무시할 수 없다. 따라서 피로손상과 관련된 수명 예측은 시간강도에 해당하는 경사부의 파손확률에 따른 통계적 처리가 필요하다.

본 연구는 JSME S002에 규정하고 있는 방법에 따

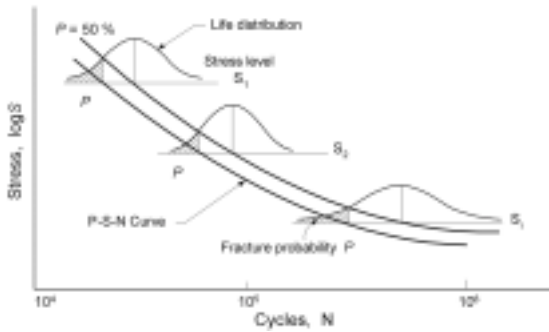


Fig. 3 Scheme of P-S-N curve

라 시험하고 피로한도를 결정하였다. 경사부의 시간강도에 대한 S-N 선도를 양대수 좌표로 정리하면 식 (2)로 나타낼 수 있다.¹³⁾

$$\log N = \hat{\alpha} + \beta_1 \log S \pm 1.64 \hat{\sigma} (\log N), \quad (2)$$

$$\hat{\sigma} (\log N) = \left[\frac{1}{6} \sum_{i=1}^8 \{ \log N_i - (\hat{\alpha}_1 + \beta_1 \log S_i) \}^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

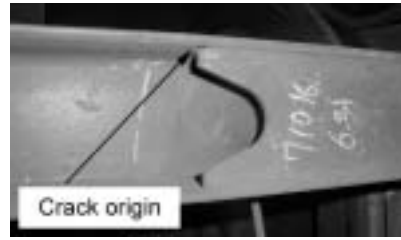
여기서 피로한도 $\hat{\sigma} (\log N)$ 는 6개의 시험편에 대한 계단식(staircase) 시험으로 구한 파단수명의 대수 표준편차이다. 파손확률 P=5%, P=95%에 대한 S-N 선도는 50%에 대한 파단부의 표준편차 추정치인 식 (3)에 대하여 $\pm 1.64 \hat{\sigma}$ 씩 평행 이동하여 구한다.

3. 무개화차 엔드빔의 내구해석

3.1 엔드빔의 파손양상과 유한요소해석

엔드빔의 실질적인 손상을 평가하기 위해서는 파손형태의 검토가 필요하다. Fig. 4는 엔드빔의 균열 생성지점과 파괴된 모습을 보여준다. 사진에 나타나는 것처럼 균열은 대부분 용접된 보강판의 끝단을 기점으로 발생되고 차량의 운행방향에 수직으로 진전되어 파괴된다. 이러한 이동방향에 수직으로 성장하는 횡방향 균열(transverse fissure)은 화차 제동의 치명적인 영향을 주며 균열을 계속 방치한다면 차량의 탈선과 안전에 커다란 영향을 미치게 된다.

현재 파손을 보이고 있는 무개화차의 엔드빔은 대차 프레임 하부에 결합되어 그 형상만을 구조변경하기가 쉽지 않아 손상이 발생된 보강판 주위의



(a) Crack initiation site



(b) Fractured

Fig. 4 Photographs of the crack initiation site and fractured end beam

피로 특성을 파악하여 안전성 및 경제성의 양면에서 계획적 예방정비에 필요한 사용 가능한 연수를 예측하는 것이 필요하다. 그러나 무개화차는 빈번한 기동과 정지 및 부하변동으로 강성저하의 양과 손상의 척도를 일의적으로 정의하기 어려우므로 제동시 엔드빔에 발생하는 위험부위 파악과 응력계산을 위해 유한요소해석을 수행하였다.

Fig. 5는 해석대상인 무개화차에 관한 대차의 하중 및 경계조건과 엔드빔의 브래킷 힌지에 하중을 부여하는 방법을 나타낸다. 유한요소해석을 위한 모델은 CATIA Ver9에서 모델링하고, 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS Ver7.1에서 요소망을 생성하여 해석을 수행하였다. 사용한 요소는 대차에 사용한 사면체 요소(20-node brick shaped element)와

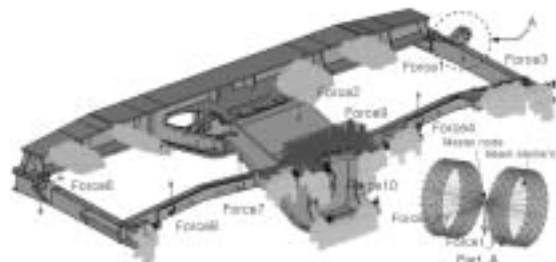


Fig. 5 Elements used for coupled effects and load, boundary condition of the freight car bogie

엔드빔의 브래킷 힌지에 작용하는 하중을 구현하기 위해 커플링(coupling) 구속을 위한 빔요소(2-node beam element in 3-D)를 사용하였다. 커플링은 두 개 이상의 자유도(degree of freedom)의 값은 모르지만 강제로 같은 값을 갖도록 정의할 때 사용한다. 보통 부분모델에 대칭조건을 부여할 때, 같은 위치에 있는 두 절점 사이에 핀, 힌지, 유니버설의 거동을 정의할 때 일반적으로 이용된다.

엔드빔의 응력해석에 사용된 경계조건은 황원주 등¹⁴⁾의 연구를 참조하여, 대차의 형상과 하중은 센터빔을 기준으로 대칭 경계조건을 적용하고 1차 현수장치 위치를 길이방향으로 변위가 있게 하였다.

Table 1 Mechanical properties of materials

Materials	SS400 (End beam)	SM 490A (Side frame)
Yield stress (MPa)	245	323
Tensile stress (MPa)	402	490
Elastic modulus (MPa)	268×10^3	213×10^3
Poisson's ratio	0.274	0.316
Density (kg/m ³)	7800	

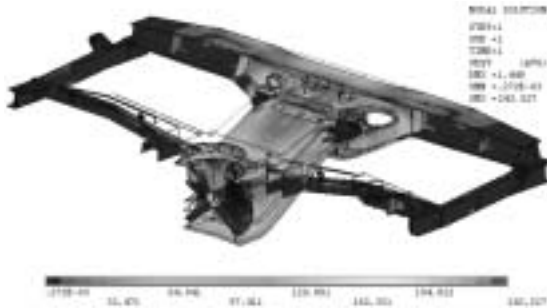


Fig. 6 Stress distribution of the freight car bogie



Fig. 7 Stress of the end beam for brake reaction

무개화차의 하중조건 및 화차의 중량과 제동조건은 JIS E4207과 제작설명서를 기준으로 계산하였고^{15,16)} 잦은 용접으로 인한 엔드빔의 기계적 물성변화를 고려하기 위해 각 재질은 Table 1과 같이 구분하여 적용하였다. Fig. 6은 용접대차의 각 센터 피봇(center pivot)에 받는 전체 수직중량을 17 ton으로 부하해서 제동하중을 고려한 해석결과이고 이때 엔드빔에 발생하는 응력분포를 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 대차와 엔드빔에 발생하는 von-Mises 최대 응력은 각각 243.5 MPa, 75.4 MPa로 파손지점과 일치하는 보강판의 용접 굴곡부에 발생하였다. 손상 부분의 최대 발생응력은 단성범위 내에 있으므로 파손은 제동 시 발생하는 동적인 반복하중과 구조적 결함으로 인한 강성저하의 가능성이 높다.

3.2 운전하중하의 실차 응력측정

Fig. 8은 엔드빔의 손상이 발생된 지점과 파손된 보강판에 부착된 변형률 게이지의 위치를 나타낸다. 파단위치의 수직방향이 주응력 방향이라 판단하여 1축 변형률 게이지(KFG-5-125)를 사용하였고 적재 전에 부착하였다. 시험선로는 동해-제천구간의 태백선으로 전체 운행구간에서 이력을 집계하는 것이 바람직하나 선형연구¹⁴⁾를 참고하여 60 Km/h의 주행속도로 가속시작부터 제동 시까지의 25분 동안 측정하였다.

Fig. 9는 측정결과의 일례로 G2, G4, G5에서 측정된 변형률의 변화를 보여주고 있다. 변형률의 범위는 최소 13.8 $\mu\epsilon$, 최대 351.3 $\mu\epsilon$ 로서 파손지점인 G2와 G5의 경우 최대 변형률을 작용응력으로 환산하

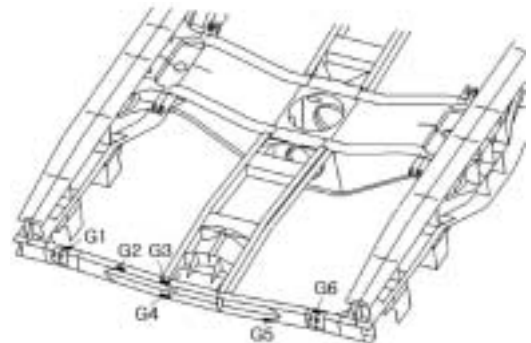


Fig. 8 Locations of the strain gages

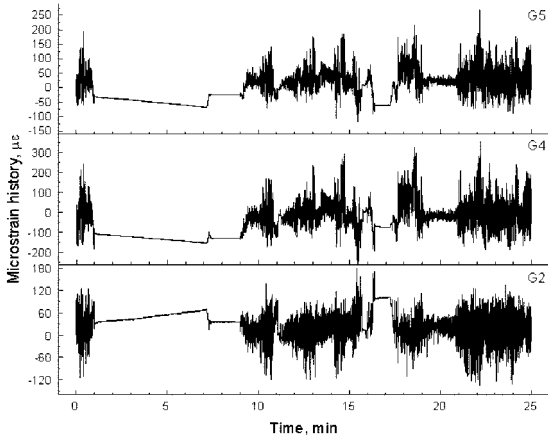


Fig. 9 Time-correlated microstrain history

면 48.3 MPa과 72 MPa이다. 이 경우 손상이 발생하는 입계면의 응력비 R은 각각 -0.75와 -0.43이다.

Fig. 10은 동응력 측정과 유한요소해석 결과를 비교한 것으로 G2, G5는 약 12%의 오차 범위에 있지만 엔드빔과 센터빔의 연결부위인 G4는 유한요소해석이 과소평가 되고 있다. 이러한 차이는 파손이 발생된 태백선 등의 산간지방을 운행하는 구간은 궤도로부터 받는 진동과 제동중의 동적인 응력집중의 영향이 해석 조건에 적합하게 반영되지 않아 강건한 동하중 조건의 설정이 필요하다고 판단된다.

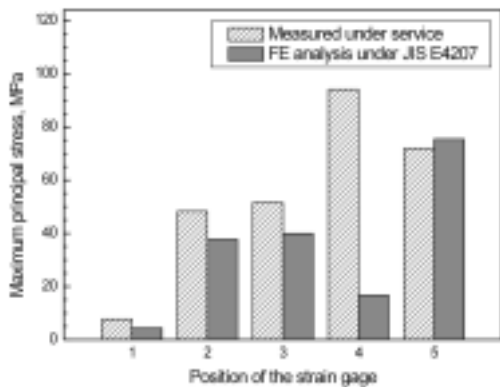


Fig. 10 Comparison of measured stress and FEA result

3.3 피로수명 해석

Miner 법칙을 이용하여 실제 변동하중하의 피로 수명을 평가하기 위해서는 일정진폭하중하의 피로 수명 자료가 매우 중요하다.

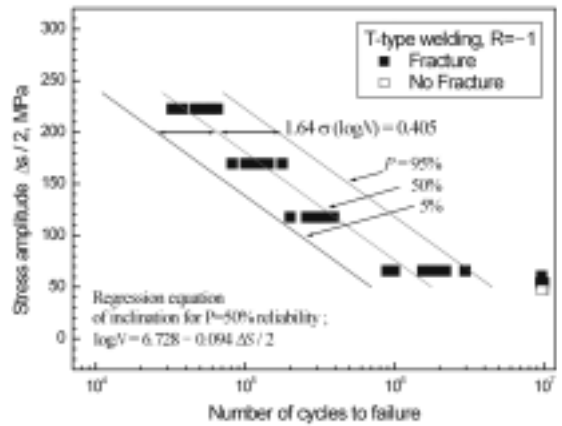


Fig. 11 P-S-N curve for SS400 steel

Fig. 11은 SS400의 T-type 용접재에 대한 생크형 평면굽힘 피로시험기(schenck type twisting & bending fatigue testing machine)¹⁷⁾에서 얻어진 응력비 R=-1의 확률적 S-N 선도이다. 그림에서 응력 진폭과 피로수명과의 관계는 식 (4)와 같다.

$$\log N = 6.728 - 0.094 \Delta S/2 \pm 0.405 \quad (4)$$

또한, 계단식 시험법을 이용하여 얻어진 피로한도의 평균값은 52.8 MPa이다.

Fig. 12는 무개화차의 주행중에 발생한 하중이력인 레인플로집계법에 의해 계산한 결과의 일례로서 G4 지점에서의 하중사이클의 평균과 진폭에 대한 발생빈도를 나타낸다. Fig. 13은 이때의 Miner 법칙

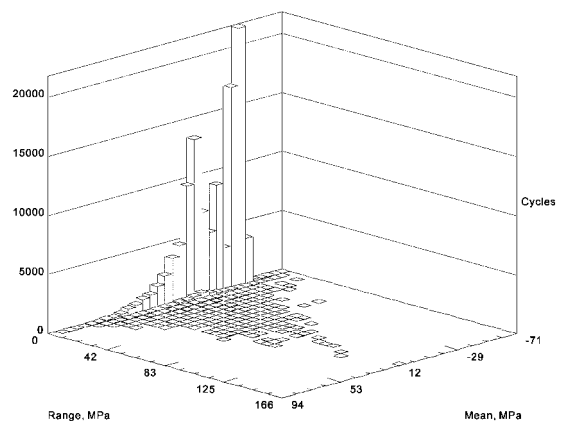


Fig. 12 Result of a rainflow cycle histogram

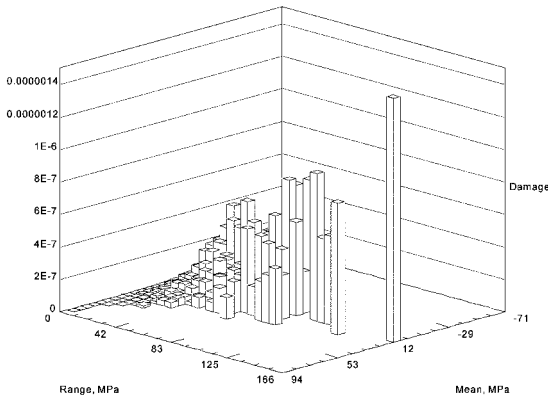


Fig. 13 Result of the damage histogram

을 이용한 피로손상의 결과를 히스토그램으로 나타낸 것으로 빈도수가 적은 하중이라도 그 진폭이 크면이에 따른 손상은 상대적으로 매우 커짐을 알 수 있다.

Fig. 14는 시간에 따른 손상발생을 나타내며, 이는 하중이력선도에서 하중이 가장 큰 구간과 일치하며 운행중에는 손상이 거의 없고 제동시점에서 손상이 크게 발생한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 15는 확률적 S-N 선도의 신뢰 구간에 따른 수명예측 분포를 나타낸 것이다. 과손확률 5%, 95%의 경우 수명이 지나치게 과소 및 과대 평가되고 있으며 50%의 경우 실제 과손수명에 근접하고 있다. 또한 Fig. 16은 과손부위인 G2에서 과단수명을 예측한 결과와 일정진폭하중하의 피로수명을 비교한 것이다. Miner 법칙은 피로수명이 과대평가 되고 있는데 비해 피로한도 이하까지 S-N 곡선을 연장하여 선형누적 방법을 적용한 수정 Miner 법칙(modified Miner rule)은 비교적 근사한 예측을 제공하였다.

따라서 Table 2는 이러한 결과를 반영하여 Fig. 8에 표시한 무개화차 엔드빔의 각 위치에서 수명과 손상을 계산하여 정리한 것이다. 가장 짧은 수명은 G4 지점에서 14010 사이클이고, 이 때의 손상은 $7.14E-5$ 이다. 이에 해당하는 수명을 계산해보면 하중 이력의 한 사이클이 25 분이므로 5837.5 시간의 수명을 갖는다. 이를 주행거리로 환산하면 시간당 60 km/h의 속도로 주행하였으므로 350250 km에 해당하는데 실제 철도차량의 수명주기가 25년(300만 km)인 것을 고려하면 예측수명에 따른 연수는 2.92

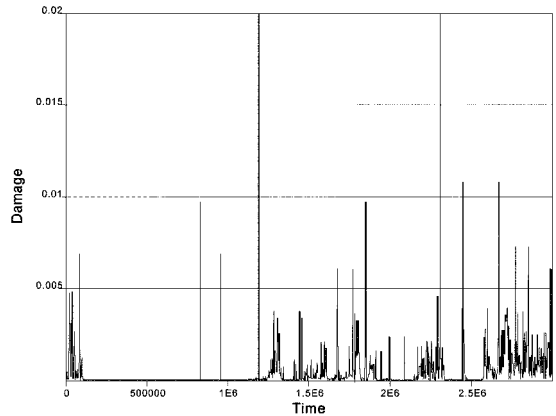


Fig. 14 Time-correlated fatigue damage

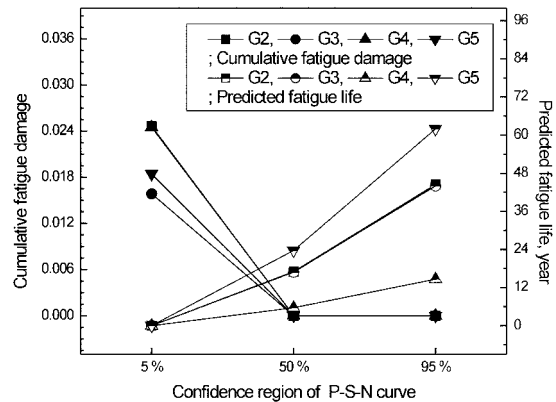


Fig. 15 Distribution of fatigue life for confidence region

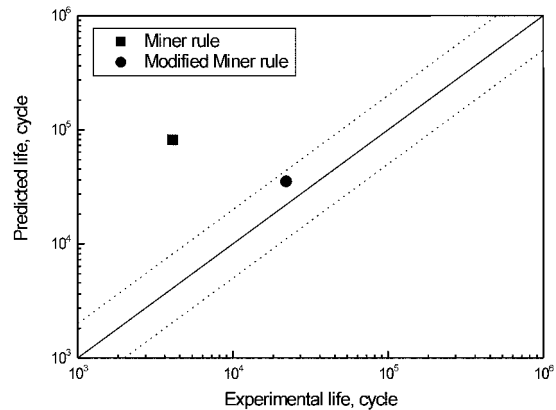


Fig. 16 Comparison of predicted fatigue life and experimental fatigue life by Miner rule

년이 계산된다. 그러나 G4는 센터빔에 고정된 부분이고 과단면 형태의 비틀림 응력을 고려해 볼 때 응

Table 2 Fatigue life and cumulative damage

Position number		Miner rule			Modified miner rule		
Mean stress correction		Life	Damage	Year	Life	Damage	Year
G1	None	No damage	0	Unlimited	No damage	0	Unlimited
G2		2533000	3.95E-7	120.48	983700	1.02E-6	46.79
G3		1015000	9.85E-7	48.28	360400	2.77E-6	17.14
G4		545800	1.83E-6	25.96	209800	4.77E-6	7.98
G5		17190000	5.82E-8	817.637	5146000	1.94E-7	244.78
G6		1100000000	9.09E-10	52321	170000000	5.88E-9	8086
G1	Goodman	120000000	8.33E-9	25000	23200000	4.31E-8	4833
G2		81640	1.22E-5	17	35350	2.83E-5	7.36
G3		80900	1.24E-5	16.85	36550	2.74E-5	7.61
G4		27040	3.7E-5	5.63	14010	7.14E-5	2.92
G5		113800	8.79E-6	23.71	50780	1.97E-5	10.58
G6		52130000	1.92E-8	10860	11510000	8.69E-8	2397

력의 흐름은 상대적으로 단면적이 작은 보강관쪽으로 집중되어 파단된다고 생각되므로 이러한 노치를 가지는 비틀림 전단응력에 관한 검토가 요구된다.

4. 결론

본 연구에서는 실제 운행하중에서 측정된 동응력 데이터를 레인플로집계법을 사용하여 사이클 수와 크기를 계산하고 확률적 S-N 선도를 이용하여 누적손상법칙에 적용한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 파손지점의 임계면인 엔드빔 보강관의 용접 굴곡부에 발생하는 응력의 측정값과 해석값은 약 12 %의 오차 범위에서 일치하였다. 보다 정확한 해석을 위해서는 산간지방 운행구간의 궤도로부터 받는 진동량의 적절한 반영이 필요하다고 판단된다.
- 2) 엔드빔의 재료인 SS400 용접재(응력비 R= -1)의 피로누적손상과 수명을 예측하기 위한 P-S-N 선도의 응력진폭과 파단수명의 관계는 다음과 같다.

$$\log N = 6.728 - 0.094 \Delta S / 2 \pm 0.405$$
- 3) 동응력 이력에 대한 레인플로집계를 사용하여 각 응력 크기에서의 피로수명 주기수에 해당하는 응력을 수정 Miner 법칙을 적용하여 전체 손상을 합산한 결과 실제 파단부에서 누적손상값 D는 25분 주행시 2.83E-5이며 예측된 파단수명은 7.36년이다.

References

- 1) B. C. Goo and J. W. Seo, "Probabilistic Fatigue Life Evaluation of Rolling Stock Structures," Transactions of KSAE, Vol.11, No.5, pp.89-94, 2003.
- 2) W. Hwang and K. S. Han, "Fatigue of Composites-Fatigue Modulus Concept and Life Prediction," Journal of Composite Materials, Vol. 20, pp.154-165, 1986.
- 3) C. S. Kim, J. K. Kim, "Fatigue Properties of Rail Steel Under Constant Amplitude Loading and Variable Amplitude Loading," KSME(A), Vol.25, No.4, pp.654-661, 2001.
- 4) American Society for Testing and Material E1049-85, Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis, 1996.
- 5) N. E. Dowling, Mechanical Behavior of Materials, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J. 1993.
- 6) C. H. Wang and M. W. Brown, "Life Prediction Techniques for Variable Amplitude Multiaxial Fatigue-Part 1: Theories," Journal of Eng. Mat. and Tech., Vol.118, pp.367-370, 1996.
- 7) J. J. Park, S. M. Suh, M. W. Suh, Y. S. Choy, Y. J. Kim, "Development of Material Properties Measurement and Fatigue Life Evaluation System," Transactions of KSME, Vol.18, No.6, pp.1465-1473, 1994.

- 8) W. S. Lee and H. W. Lee, "Fatigue Life Estimation using the Multi-Axial Multi-Point Load Counting Method under Variable Amplitude Loading," Journal of the KSPE, Vol.14, No.6, pp.22-27, 1997.
- 9) F. A. Conle, T. R. Oxland, D. Wurtz and T. H. Topper, "Tracking Time in Service Histories for Multiaxis Fatigue Problems," ASTM STP 1006, pp.198-210, 1987.
- 10) S. D. Downing and D. F. Socie, "Simplified Rainflow Cycle Counting Algorithms," Int. J. Fatigue, Vol.4, No.1, pp.31-40, 1982.
- 11) FE-SAFE Works Ver5 Volume1-User Manual, Volume3-Signal Processing Reference Manual, Safe Technology Limited, 2003.
- 12) M. A. Miner, "Cumulative Damage in Fatigue," Journal of Applied Mechanics, Trans, ASME, E, Vol.12, pp.159-164, 1945.
- 13) JSME, "統計的疲勞試験法," 社団法人日本機械學會, S002, pp.1-51, 1981.
- 14) W. J. Hwang, Y. S. Haam, S. T. Kwon, H. M. Hur and E. S. Chun, "The Structural Analysis of Bogie for High Speed Freight Car," Proceeding of the KSR, pp.217-221, 2001.
- 15) JSME, "General Rules for Design of Truck Frames for Railway Rolling Stock," E4207, 1984.
- 16) Strength Evaluation of the Boige Frame for Container Freight Car, KOROS Co., Korea, 2001.
- 17) Technical Report, Study on the Fatigue Limit for Haigh Diagram of SM 490A Weldment, Rotem Company, Korea, 2003.