

## 보조동력장치 엔진 Base 의 피로수명 예측 및 충격파손에 관한 연구

이상범\*, 정경택\*\*, 신재호\*, 장환영\*, 서정세#

### A Study on Prediction of Fatigue Life and Shock Fracture for the Engine Base of Auxiliary Power Unit for Tracked Vehicle

Sang Bum Lee\*, Kyung Taek Chung\*\*, Jae Ho Shin\*, Hwan Young Jang\* and Jeong-Se Suh#

#### ABSTRACT

This paper is to investigate the behavior of linear static structure stress, the fatigue and experimental shock fracture for engine base in the Auxiliary Power Unit to resolve its restricted electrical power problem. The shock fracture test was experimentally made under MIL standard criteria. The numerical results by finite element method had a good agreement with those from the shock test. The design data of predicting the fracture at the initial crack and the damage behavior of structure with shock and vibration load in the battle field can be obtained from shock test. In the functional shock test, the crack at the side parts of the engine base was found at peak acceleration of 40g.

**Key Words** : Fatigue life (피로수명), Shock crack (충격파손), Tracked vehicle (궤도차량), Engine base (엔진받침대), Auxiliary power unit (보조동력장치)

#### 1. 서론

최근 전장의 첨단화로 군용 궤도차량 시스템은 전자화 되어 보다 복잡 정교하게 변화하고 있다. 이러한 전자시스템 응용확대로 인해 시스템의 제한된 전기 출력문제 해결과 차량의 출력성능 향상을 위해서는 새로운 장치의 전력공급원이 요구되고 있다. 이를 위한 장치로는 보조동력장치(Auxiliary Power Unit, APU)가 있으며, 기술 변화 및 사용자의 요구조건 등에 적합하게, 소형경량화, 고출력 등의 성능이 요구되는 추세에 있다.

현재 APU 는 용도에 따라서 크게 군수용과 민수용으로 나눌 수 있으며, 군수분야의 APU 는 주 엔진 정지시에 비상발전, 배터리 충전, 유·공압 장치구동, 냉·난방장치 구동 등을 위해 사용된다. 민수분야에서는 건설현장, 상용트럭, 해상선박 등에 장착되며, 또한 디젤트럭 공회전시 발생하는 대기 오염 물질 배출감소, 연료소모 증가, 온실효과, 겨울철의 난시동 문제 등을 해결하기 위해 사용되고 있다. 그리고, 항공 산업에서는 환경제어시스템(ECS) 등으로 그 사용처는 점차 증가추세에 있다. 궤도차량에서 이러한 APU 는 지속적인 반복 사이

접수일: 2007 년 7 월 18 일; 게재승인일: 2008 년 1 월 15 일

\* 경상대학교 대학원 기계공학과

\*\* 경상대학교 기계항공공학부 Post-doc.BK21

# 교신저자: 경상대학교 기계공학과

E-mail: jssuh@gnu.ac.kr Tel. (055) 751-5312

를 하중과 충격에 의한 응력파의 상승작용으로 결국 제품의 교환·수리 수명에 도달하기 전에 파손이 일어나서, 시스템 및 기계구조물 안전에 큰 영향을 미치기도 한다.<sup>1,8</sup> 이러한 구조물 안전과 파손을 규명 및 예측하기 위한 많은 연구들이<sup>9</sup> 유한요소해석 및 현장주행을 통한 내구성시험 등으로 수행되어 왔다. 이영신<sup>2</sup>은 차량의 충격 및 주행 하중시 정적, 동적 수치해석을 실시하여 구조물의 안전도를 위한 경량화 설계를 고려하였으며, 이준현<sup>3</sup>은 구조물에 충격하중이 일정시간 반복적으로 작용시 충격하중 특성을 고려한 내충격 설계기법확립과 응력파의 전파특성이 재료의 균열발생에 미치는 영향을 연구하였고, 황갑윤<sup>4</sup>은 평판에서 충격하중 적용시 종파보다 전단파의 강도가 더 큼을 제시하기도 하였다. 따라서 궤도차량에서는 일반 피로손상과는 상이한 충격에 의한 손상거동을 보이기 때문에 시스템 및 구조물에 주는 파손 위험성은 높아지고 있으므로, 설계단계에서 본 APU 시스템에 대한 체계적인 조사와 연구가 필요하다.

따라서 본 논문에서는 궤도차량용 보조동력장치 엔진 하단에 장착되어 있는 엔진 Base 의 구조 해석 및 피로해석과, 실험에 의한 충격하중 거동을 파악하여 설계된 제품의 구조적 안전성 및 데이터를 확보하고자 한다.

## 2. 해석모델 및 방법

### 2.1 해석모델

Fig. 1 은 APU 엔진 Base 의 구조 및 피로수명 예측을 위한 간략 구조를 나타낸 것이다

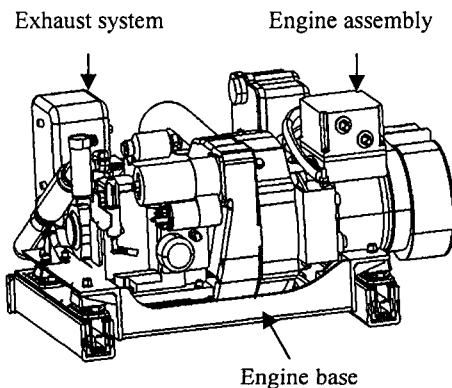


Fig. 1 System consists of the Auxiliary Power Unit

구조는 상부의 엔진시스템 조립체부, 발전기, 유지보수를 위한 슬라이딩부, 진동·충격 완화를 위한 마운팅(Mounting)부등으로 구성되어 있다. 본 해석에서는 엔진 조립체 및 배기 시스템부는 해석에서 제외하였으며, 해석을 위한 유한요소 모델은 Fig. 2 와 같다. 엔진 Base 의 요소(Element)와 절점(Nodes)수는 각각 479084 및 747113 개 이며, 본 해석에 이용된 재질은 일반구조용 압연강재 (ASTM A36)로서 그 기계적 물성치는 Table 1 과 같다.

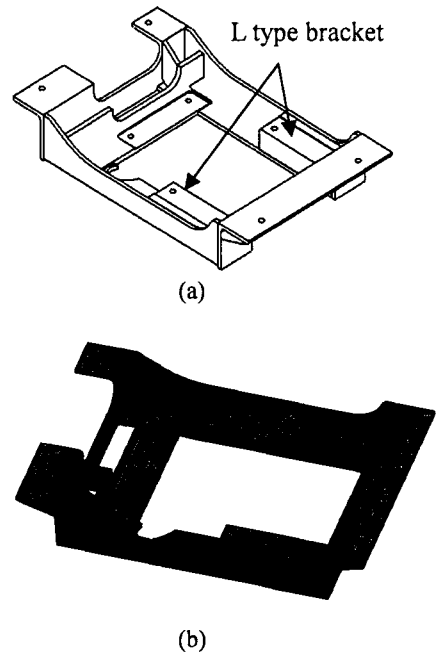


Fig. 2 FEM model of the engine base

Table 1 Mechanical properties (ASTM A36)

Division	Properties
Young's modulus	2e+055 MPa
Poisson's ratio	0.3
Density	7.8e-006 kg/mm <sup>3</sup>
Thermal expansion	1.2e-005 1/°C
Tensile yield	245 MPa
Compressive yield	245 MPa
Tensile ultimate	455 MPa
Thermal conductivity	6.05e-002 W/mm °C

## 2.2 해석방법

APU 엔진 받침대의 구조 및 피로수명 예측을 위해 ANSYS workbench 를 이용하여 선형 정적상태에서 수치해석을 실시하였다. 엔진받침대의 구조해석을 위한 하중조건으로는 엔진 상면부에 엔진부의 중량인 2200N 의 균일분포하중을 -Z 방향으로 적용하였으며, 경계조건으로는 슬라이딩 레일부 상단과 볼트로 완전히 고정되므로 6 자유도 구속조건인 Fixed support 를 적용하였다.

피로수명 예측을 위한 해석조건으로는 본 APU 엔진 Base 는 피로 수명이 상대적으로 길고, 소성 변형영역이 매우 작은 경우에 해당되므로, 응력-수명법(Stress-life)을 사용하였다. 대부분의 피로시험 결과는 Goodman 선도와 Gerber 선도 사이에 나타남으로<sup>5</sup> 적용된 평균응력 이론은 더 보수적으로 계산된 Gerber 식을 이용하여 본 엔진받침대의 최종 피로수명을 예측하였다. 본 논문에서는 무한 설계수명으로  $10^9$  사이클로 정하였다. 적용된 하중은 완전교번(Full reversed,  $R = -1$ ), 진폭응력에만 영향을 끼치며, 평균응력에는 영향을 끼치지 않는 피로강도 계수( $K_f$ )는 0.8 로 설정하였다.

식 (1)은 본 엔진받침대의 응력 수명 피로해석을 위해 적용된 Gerber 평균응력 방정식이다.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left( \frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (1)$$

$S_e, \sigma_a, \sigma_m, S_u$  여기서, 각 변수들은 교번응력, 피로한도, 평균응력, 인장강도를 각각 나타낸다.

Fig. 3 의 S-N 곡선은 설계된 엔진 Base 의 기계적 성질을 공인기관(KIMM)의 실험을 통하여 획득된 값을 이용하여 입력한 해석적 조건이며, 사이클 수 및 진폭응력 값을 나타낸 것이다. 이 S-N 값은 log-log 형태로 표시되어지며, 작용응력과 파괴사이클의 반복횟수 간의 관계를 나타낸 것이다.

피로수명은 Miner's Rule 에 의하면 선형누적 손상률(Cumulative damage ratio) D 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \geq 1 \quad (2)$$

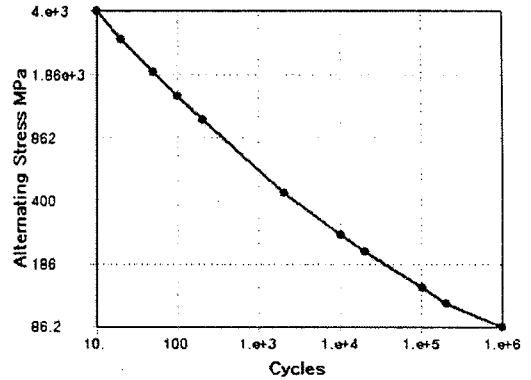


Fig. 3 S-N curves in fatigue

여기서  $n_i$  는 응력크기  $S$  에서 반복수,  $N_i$  는 일정응력 크기에서 피로 사이클 수이다. 대부분 피로해석에서는 누적손상률(D)가 1 에 달하면 피로에 의한 파괴가 일어난다고 간주하며 그때까지의 예상시간을 피로수명으로 정의한다.

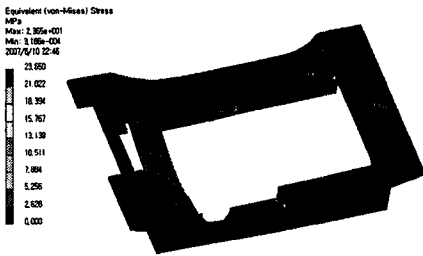
## 3. 해석결과 및 고찰

### 3.1 구조해석

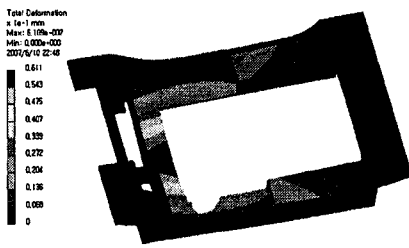
Table 2 는 APU 엔진 Base 의 선형정적 구조해석을 위한 메시(Mesh)의 정확도를 위해 격자의존성을 평가하여, Case 별로 요소수 변화에 따른 등가응력을 먼저 검토하였다. 검토결과 Case 별 요소수 변화에 따른 Von Mises 응력 값을 나타낸 것이다. 본 해석에서 적용한 요소와 노드수는 Case 6 의 경우를 적용하였고, 이때 구조 및 피로해석을 위한 메모리를 고려한 최적화된 요소와 노드수는 각각 479084, 747113 개 였다.

Table 2 Convergence history of mesh

Division	Elements	Equivalent stress (MPa)
Case 1	236393	17.14
Case 2	291167	18.57
Case 3	450425	20.08
Case 4	462314	21.52
Case 5	477547	23.44
Case 6	479084	23.65



(a) Von-Mises stress



(b) Displacement distribution

Fig. 4 Structural analysis results of engine base

Fig. 4 는 APU 엔진 Base 의 선형 정적구조해석 결과를 나타낸 것이다. 최대응력 발생부는 그림에서 확인할 수 있듯이, 비대칭으로 인하여 우측 L형 브래킷(bracket) 용접부에서 발생하였으며 그 값은 23.650 MPa 로 나타났다. 최대 변형률은 좌측부 중심부근에서 나타났으며, 그 값은 약 0.611mm 로 나타났다. 이 때 안전율은 약 15 로 나타났다.

### 3.2 고유진동 및 피로해석

Fig. 5 는 엔진 Base 의 동적거동 특성 및 설계기초자료 확보를 위하여 전술한 선형정적 상태의 경계조건 및 기계적인 물성치를 이용한 유한요소 해석결과를 나타낸 것이다. 구조하중이 제거된 1 차 모드 상태(Mode shape)에서 해석결과를 나타낸 것으로, 이 때 고유진동수는 310 Hz 로 나타났다. 또한, 1 차~ 6 차 모드의 고유진동수 해석 결과 값은 Table 3 과 같다.

Fig. 6 은 APU 엔진 Base 의 선형정적 해석결과 값을 이용하여 피로해석을 수행한 결과를 나타낸 것이다. Fig. 6 엔진 Base 의 전체 피로수명(Fatigue life)은 확인할 수 있듯이 전체적으로  $1 \times 10^6$  으로 예측되었다. Fig. 6 (b)는 엔진 Base 전체에서 나타나는 응력의 정량적 측정량인 2 축응력의 등고선 출력결과를 나타낸 것이다.

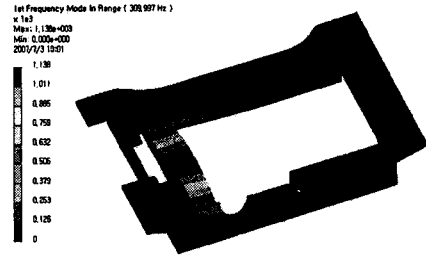
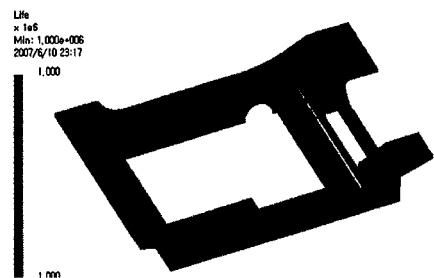


Fig. 5 1st frequency mode of engine base

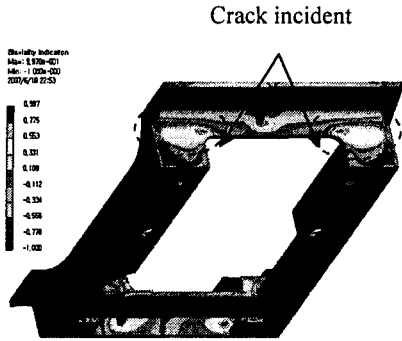
Table 3 Natural frequency analysis results

Mode	Frequency (Hz)
1st	310.0
2nd	543.54
3rd	550.07
4th	637.31
5th	753.97
6th	806.58

해석결과 나타난 수치값에서 볼 때 중심의 0 을 기점으로 상방향 + 값과 하방향 -값은 각각 단축응력 상태에 해당된다. 일반적으로 피로재질 특성치들은 단축응력 (uniaxial stress)에 근거하고 있지만, 실제현상에서 응력상태들은 대부분이 다축응력 상태이다.<sup>6</sup> 본 해석에서는 하방향인 -1 값은 순수전단상태를, 상방향인 +1 값은 순수 2 축상태로 본 프로그램에서는 정의된다. 본 해석결과에서 확인할 수 있듯이 일정하지 않은 하중상태에서 엔진 Base 측면부인 L형 브래킷 용접부와 노치부 등에 나타난 값은 -0.556 ~ -1.0 로 나타났다. 따라서 본 엔진 Base 의 피로균열이 진전된다면, -1 에 보다 근접한 값 즉, 순수전단에 가까운 부위에서 피로균열 발생확률이 다른 부위에 비해 보다 높다는 것을 예측 및 의미하고 있다.



(a) Fatigue life analysis result



(b) Biaxiality indication

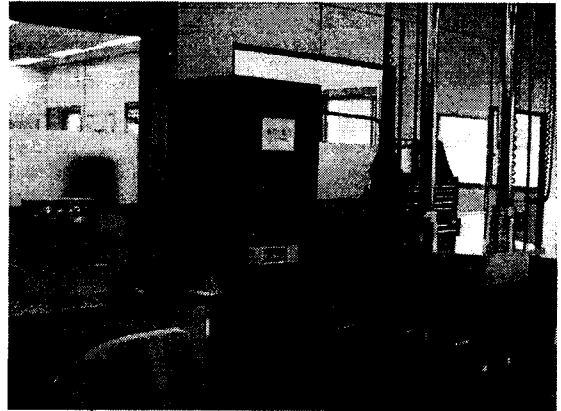
Fig. 6 Fatigue analysis results of engine base

### 3.3 충격시험 방법 및 구성

충격시험은 본 개발 APU 를 취급, 운송 또는 상대적으로 일어나기 힘든 비반복적인 가혹한 충격하중을 받았을 때, 물리적 및 기능적으로 사용하는데 문제가 없는지를 확인하기 위하여 본 시험을 실시하였다. 또한 가혹한 환경조건에서 엔진 Base 에 가해지는 충격하중에 따른 응력파 진행 및 파괴양상을 파악하여 설계된 제품의 구조적 신뢰성과 설계개선을 위한 데이터로 활용코자 한다.

시험조건은 환경에 의한 장비의 성능저하 또는 기능 작동 불량여부를 확인하기 위해서 실시하는 미국군 국방규격(MIL-STD-810)<sup>7</sup> 에 규정된 품질확인을 위한 충격시험 조건을 적용하였다. 충격시험 장비는 랜덤 진동 · 충격 시험기로 주파수 범위 5 ~ 2 kHz, 가진력 177,811N, 최대가속도 150g, 진동항목은 싸인, 랜덤, 충격이 가능한 장비이다. 엔진 Base 의 충격시험을 위한 구성은 Fig. 7 과 같다. 치구에 장착된 APU 엔진 Base 주변장치로는 상하로 움직이는 충격시험 테이블, 충격시험결과 데이터 값을 신호 증폭기를 거쳐 전송되어 데이터를 수집하는 데이터 획득장치, 획득된 데이터가 입력되는 컴퓨터 및 출력장치로 크게 구성되어 있다.

기본 충격 입력 값으로는 지상장비 기능시험에 이용되는 톱니파형으로(sawtooth pulse) 피크 가속도 (peak acceleration) 40g, 시간 최소길이(duration time) 11ms, 크로스오버(Cross-over)의 주파수는 45Hz 를 적용하였다. 3 개 직교축 (x, y, z)의 양방향에 대해서는 총 18 회의 톱니파형 충격을 적용하였다. 또한 사각 충격 값으로는 3 개의 직교 축 양방향으로 톱니파형을 75g, 6ms, 80Hz 를 적용 하였다. Fig. 8 은



(a)

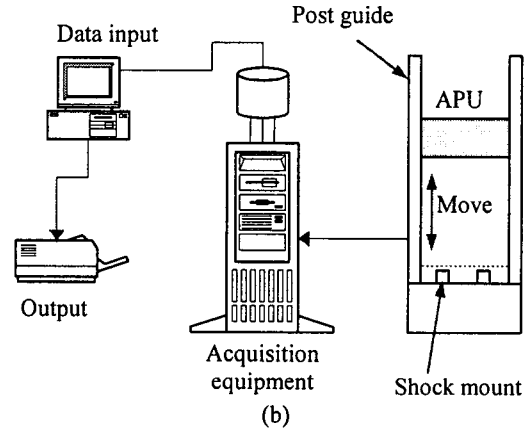


Fig. 7 Schematic diagram of experimental set-up for shock test

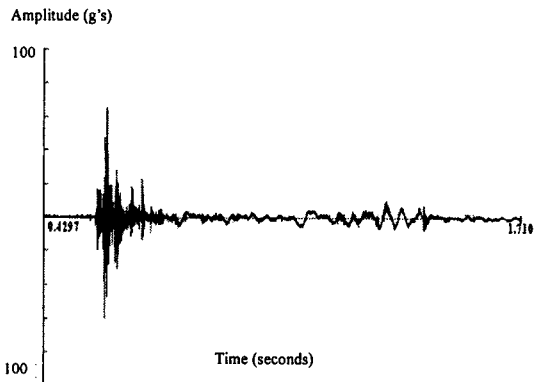


Fig. 8 Shock response acceleration time history

충격시험 장비에서 나타나는 적절히 복잡하게 확

장되어 측정된 충격응답 가속시간 이력분포를 나타낸 것이다.

Fig. 9 는 보조동력장치의 진동·충격 시험을 위해 설계된 전용 치구에 Fig. 1 과 같은 엔진조립체가 장착된 모습을 나타낸 것이다. 진동·충격시험을 위해 설계된 치구는 알루미늄(AL)재질을 이용하였고, 그 크기는 약 590 × 890 mm 이다. 충격시험 가진 방향은 Fig. 1 의 엔진받침대의 +Z 방향과 -Z 의 양방향 회전 가능한 테이블로 충격을 가할 수 있으며, 치구를 포함한 시험 조립체의 총 중량은 약 524.3N 였다.

### 3.4 충격시험 결과

Fig. 10 은 +Z 방향으로 기본 충격(40g)을 가한 후 APU 엔진 Base 에서 크랙이 관찰된 모습이다. 기본 충격시험 후 관찰된 크랙은 그림에서 확인할 수 있듯이 좌우 양방향에서 동일하게 나타났으며, 측면부 L 형 브래킷 용접부를 기점으로 균열 성장이 시작되어 진전되었다.

Fig. 5 에서 나타난 2 축가진(Biaxiality indication) 피로해석 결과에서 확인할 수 있듯이, 점선으로 표시된 2 곳에서 순수전단에 가까운 약 -0.778 의 값으로 나타난 부위에서 크랙이 발생되어 성장하였다. 이는 브래킷 용접부위의 기하학적 불연속부에 발생하는 응력집중에 의한 것으로, 용접부 노치부분에 하중을 받게 되어 국부적으로 소성변형을 일으켜 이 영역에서 크랙이 발생하여 성장한 것으로 사료된다.

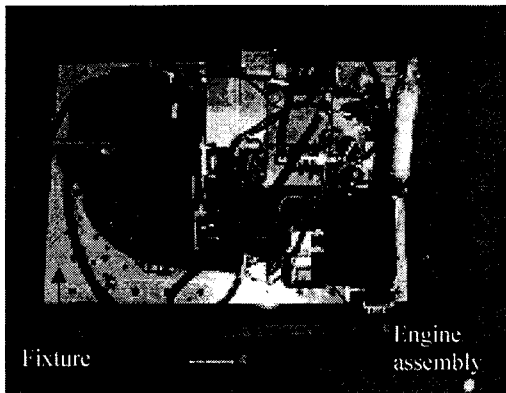
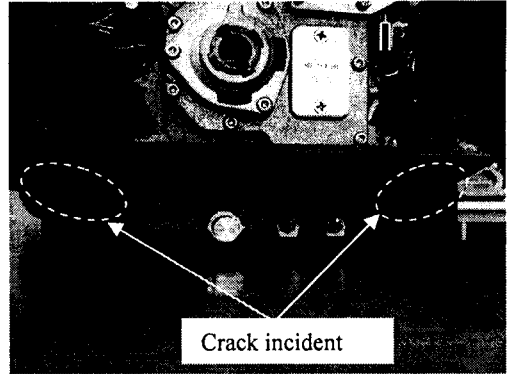
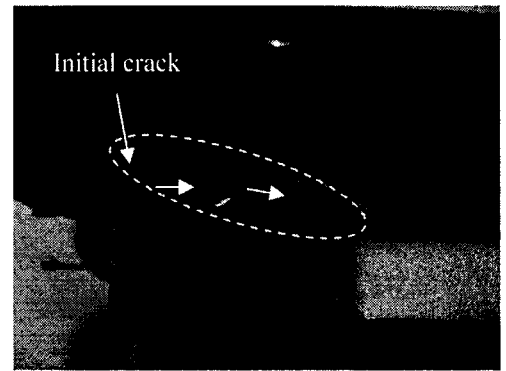


Fig. 9 Fixture setup for shock test

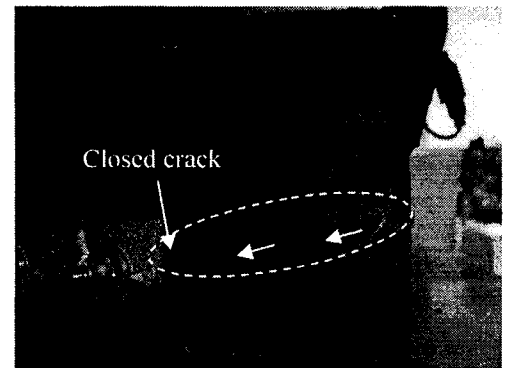
Fig. 10 (b), (c)는 기본 충격시험시에 초기 크랙 시작과 크랙 전파 방향을 확대하여 나타낸 것이다.



(a) Crack incident parts



(b) Magnified and propagation of crack (left)



(c) Magnified and propagation of crack (right)

Fig. 10 Crack propagation and closed after shock test of the engine base

따라서 엔진 Base 의 선형 정적해석의 피로해석 결과 나타난 2 축 가진부의 순수전단 해석결과와 실제 기본 충격시험결과 나타난 크랙현상의 결과를 볼 때 일치하는 경향을 나타내었다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 궤도차량용 보조동력장치의 엔진하부 Base 의 구조 및 피로해석을 실시하였으며, 충격실험에 따른 거동을 파악하여 장비 운용시 발생될 수 있는 충격파손 양상을 확인하였고, 기본설계 데이터를 확보하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 선형정적 구조해석에서 최대응력 발생부는 L 자형 관용접부 우측에서 23.65 MPa 로 나타났으며, 최대 변형률은 좌측부 중심부근으로부터 약 0.611mm 로 나타났으며, 이때 안전율은 15 이다. 또한, 엔진 Base 의 1 차에서 6 차 모드까지의 고유진동 수 값을 얻을 수 있었다.
- 2) 응력-수명법을 이용한 엔진 Base 의 전체 피로 수명은  $1 \times 10^6$  사이클로 계산되었다. 2 축가진의 등고선 분포확인결과, 순수전단을 나타내는 부위는 주로 측면 L 형 브래킷 용접부와 노치부 등에서 나타났으며, 그 값들은 -0.556 ~ -1.0 사이였다. 따라서 피로균열이 진전된다면, -1 의 순수전단에 가까운 부위에서 피로균열이 진전될 수 있음을 예측 및 확인 할 수 있었다.
- 3) 기본 충격시험결과 40g, 11ms 에서 측면 전면부 2 개 부분에서 충격 응력파에 의한 크랙이 관찰되었으며, 70g, 6ms 에서는 크랙이 발생하지 않았다. 이는 유효충격 지속시간이 증가되면 충격에 의한 파손확률이 높아진다는 것을 의미한다.
- 4) 충격시험결과와 2 축가진의 등고선분포를 비교하여 본 결과, 순수전단부위에서 파손이 발생하였다. 따라서, 향후 연구에서, 충격해석을 통한 응력파 분포형태를 파악하고자 한다.

#### 후 기

본 연구의 일부는 2 단계 BK21 대학원 육성사업, 항공기부품기술연구소 및 (주)성곡나노텍의 지역산업 기술개발사업(과제번호:70001205)의 일부이며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Ichiro, M., "The Influence of Stress Wave on the Impact Fracture Strength of Cracked Member,"

- International Journal of Impact Engineering, Vol. 32, Issues 1-4, pp. 351-357, 2005.
2. Lee, Y. S., Choi, C. J., Byoung, H. and Oh, J. M., "A Structural Analysis of the Tracked Vehicle," Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea, Vol. 10, No. 3, pp. 145-155, 1997.
3. Lee, J. H., "Fatigue Analysis Technique Under Impact Load," Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea, Vol. 10, No. 3, pp. 39-45, 1997.
4. Hwang, G. W. and Cho, K. Z., "Dynamic Stress Analysis on Impact Load in 2-Dimensional Plate," Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea, Vol. 8, No. 1, pp. 137-146, 1995.
5. Julie, A. B., Jess, J. C. and James, L. H., "Fundamentals of Metal Fatigue Analysis," University of Illinois at Urbana-Champaign, pp. 8-33, 1987.
6. ANSYS, Inc., "Calculating and Displaying Fatigue Results," ANSYS, Inc., pp. 22-32, 2006.
7. United States of America Army Department of Defense Test Method Standard "Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests," MIL-STD-810F, pp. 516.5-1~516.5-38, 2000.
8. Lee, O. S. and Kim, S. G., "Prediction of Fatigue Crack Propagation Life under Constant Amplitude and Overloading Condition," Journal of the KSPE, Vol. 15, No. 10, pp. 113-119, 1998.
9. Song, S. H., Ahn, I. H. and Lee, J. M., "Behavioral Characteristics of Fatigue Cracks in Small Hole Defects Located on Opposite Sides of the Shaft Cross Section," International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol. 5, No. 4, pp. 36-42, 2004.