

# 가변진폭하중하에서 다축-다점 하중 Counting method를 이용한 피로수명평가

이 원 석\*, 이 현 우\*\*

## Fatigue Life Estimation Using the Multi-Axial Multi-Point Load Counting Method under Variable Amplitude Loading

Won Suk Lee\*, Hyun Woo Lee\*\*

### ABSTRACT

In general, the load which acts on the structure is almost independent of time in many locations. In this case, it is difficult to estimate the life with the service load history, because the structure is on the multi-axial and multi-point loading states. In this study, the service load of the excavator which is widely used in industry field was calculated using measured cylinder pressures and displacements. The fatigue life was estimated using the multi-axial and multi-point load counting method. Service load history of 4 pin joint which act independently each other is yielded by multi-axial and multi-point load counting method. The stress spectrum is yielded by superposition of the results of FEM stress analysis applied unit load. Palmgren-Miner's cumulative Damage is 0.000804 for Von Mises equivalent stress sequence by one side fillet weld S-N curve. This result agrees with Bench test results. As a result of this study, the fatigue life estimation using the multi-axial and multi-point load counting method is useful.

**Key Words:** multi-axial multi-point load counting(다축-다점 하중 카운팅), service load(운전하중), load state(하중상태), cumulative damage(누적손상)

### 1. 서론

1970년대부터 운전하중하에서의 구조물 및 기계요소의 피로수명에 대한 연구가 활발히 수행되어졌으나, 운전하중이력을 사용하여 피로 실험을 수행하는 경우에는 많은 시간과 경비가 소요되는 어려움이 있다. 일반적으로 동일

한 작용점에 단축하중이 작용하는 구조물의 하중이력 표준화 문제에 대하여는 많은 연구들이 수행되어졌고<sup>(1)-(3)</sup>, 그 결과도 상당한 부분이 축적되어졌다. 그러나 일반적으로 구조물에 작용하는 하중이 여러 위치에서 시간에 따라 서로 독립적으로 작용하게 되는 경우가 많다. 이러한 경우에 운전하중을 이용하여 피로수명을 평가하기 위

\* 부산대학교 대학원 정밀기계공학과  
\*\* 정회원, 부산대학교 기계기술연구소

하여는 우선 구조물이 받는 하중이력을 시간의 정보와 함께 여러채널에서 동시에 계속하여야 한다. 그러나 이 계측 데이터를 이용하여 구조물의 피로수명을 평가하는 경우에는 측정데이터 수가 많고, 독립적으로 작용하는 하중 상태가 복잡하므로 상당한 어려움이 있다. 이러한 경우 단축으로 하중상태가 작용하는 경우로 수명을 예측할 수 없다. 그러므로 많은 양의 데이터를 효율적으로 보관하고, 여러지점에서 독립적인 하중이 작용하는 구조물의 피로수명을 능률적으로 평가하기 위하여는 단축하중이 작용하는 경우와는 달리 적절한 방법이 제시되어야 한다.

본 연구에서는 국내 산업현장에서 널리 사용되고 있는 굴삭기의 프론트부와 같이 각 조인트에서 서로 독립적인 하중이 작용하는 경우, 운전중에 측정된 하중 데이터로부터 다축-다점 하중카운팅 방법<sup>(4)</sup>을 이용하여 프론트부의 손상평가를 수행하고자 한다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 작업 하중이력 및 다축-다점 하중 카운팅

굴삭기는 붐, 아암, 버켓 실린더 유압으로 작동되므로 각 조인트의 운전하중을 계산하기 위해서 붐, 아암, 버켓 실린더의 유압 및 변위를 계속하였다. 계측장비는 16ch을 1.9msec에 검출하는 A/D변환기를 486PC에 설치하여 각 실린더의 압력과 변위를 24분간 측정하였다. 측정데이터는 붐, 아암, 버켓의 실린더 변위(3개), 각 실린더의 Large, Small Chamber의 압력(6개)을 동시에 저장하여 이를 한개의 데이터로 할 때 총 16,894개이다. 붐, 아암, 버켓의 운전이 독립적으로 작용하므로 매 측정시 나타나는 각 하중 데이터는 독립적이다. 이 측정데이터를 이용하여 굴삭기 프론트부의 자세, 각 조인트의 공간상 좌표 및 조인트 반력을 계산 할 수 있다. 즉 붐, 아암, 버켓에 대한 각각의 평형방정식을 이용하여 각 핀 조인트의 반력을 계산하였다<sup>(5)</sup>. 그러나 매 측정데이터를 이용하여 계산한 조인트 반력은 붐과 본체의 연결핀 조인트의 절대좌표계에 대한 값들이다. 즉 붐의 경우 계산된 조인트의 반력은 Fig.1의 1, 2, 3, 4 지점에서의  $F_x, F_y$ 이고, 이들 값은 회전중심인 조인트 4의 절대좌표계에 대한 상대값들이다.

매 측정시 붐실린더 길이의 변화로 핀 조인트 4를 회전중심으로하여 붐의 자세가 변한다. 즉 조인트 4의 좌표는 고정이지만, 조인트 1, 2, 3의 좌표는 매 측정시 변화한

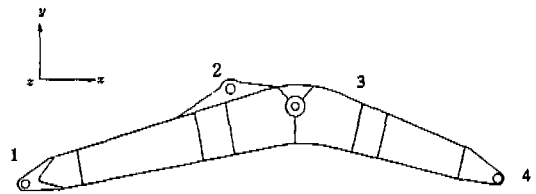


Fig. 1 굴삭기 붐

다. 그러므로 계산된 반력을 운전중 조인트 1, 2, 3에 작용하는 하중이력으로 판단하기에는 어려움이 있다. 이를 극복하기 위하여 매 측정데이터로 계산된 조인트 1, 2, 3의 좌표값을 조인트 1, 4의 y축 좌표값을 0으로 하는 경우의 자세로 좌표 변환하였고, 조인트 반력도 변환하였다. 변환한 조인트 1, 2, 3, 4의 반력은 운전시 발생하는 붐의 각 핀 조인트의 하중이력으로 판단 할 수 있다. FEM 응력해석을 위한 조인트 반력은 1, 2에 작용되는  $F_x, F_y$ 성분이고 이는 Fig.2 (a), (b)와 같다. 이들 데이터는 각각 동일한 시간의 정보를 갖고 있다. 그러므로 각

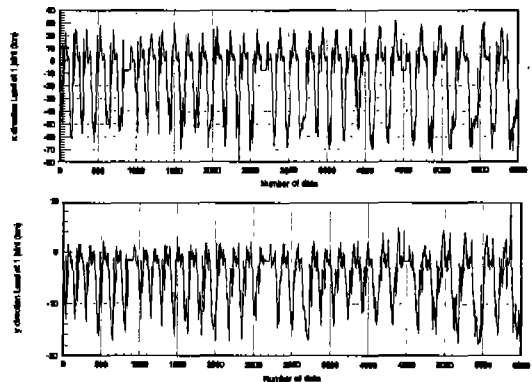


Fig.2 (a) 조인트 1의  $F_x, F_y$

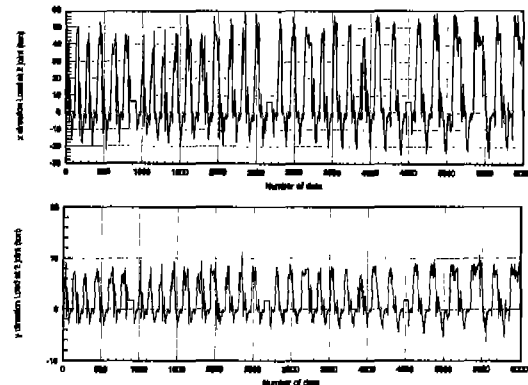


Fig.2 (b) 조인트 2의  $F_x, F_y$

조인트 반력성분을 독립적으로 카운팅하는 것은 봄에 작용하는 반력성분의 유용한 카운팅이라고 볼 수 없다. 예를들어 시간  $t_0$ 에서 조인트 1의  $F_x$ 가 peak 또는 valley의 상태일 경우 조인트 1의  $F_y$ , 조인트 2의  $F_x$ ,  $F_y$ 의 값은 peak 또는 valley가 아닐 수도 있다. 이런 경우 조인트 1, 2의  $F_x$ ,  $F_y$ 를 독립적으로 하중이력 카운팅하는 경우는 봄에 작용하는 하중상태를 정확히 반영하는 것이 아니다. 이런 단점을 극복하기 위해서 조인트 1의  $F_x$ 중 peak 또는 valley를 카운팅하는 시간  $t_0$ 에서 조인트 1의  $F_y$ , 조인트 2의  $F_x$ ,  $F_y$ 의 값을 조인트  $F_x$ 값과 동일한 시간의 정보로 기억을 한다. 이러한 과정을 반복한다면 각 조인트 반력들이 peak 또는 valley일 경우 동일 시간에 대한 다른 조인트 반력의 정보를 저장할 수 있다. 일반굴삭시 측정 데이터 16,894개중 조인트 1, 2의 반력성분  $F_x$ ,  $F_y$ 를 다축-다점 하중 카운팅하면 8,748개로 감소시킬 수 있다. 이는 Fig.3 (a), (b)에 나타나 있다.

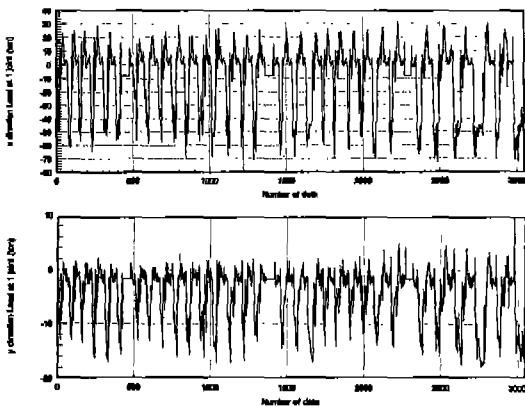


Fig.3 (a) 카운팅 후 조인트 1의  $F_x$ ,  $F_y$

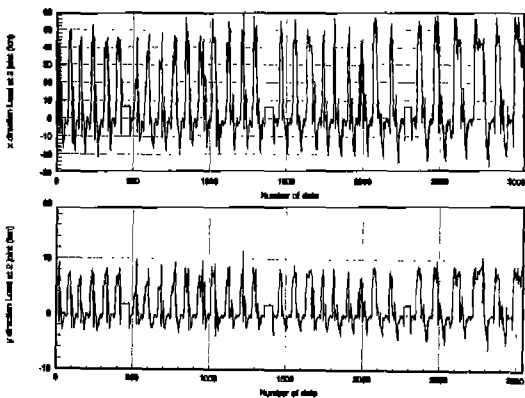


Fig.3(b) 카운팅 후의 조인트 2의  $F_x$ ,  $F_y$

## 2.2. 응력해석

운전하중으로부터 봄 조인트의 반력이 계산되며 이에 따른 하중이력이 구해지면 응력해석을 통하여 응력스펙트럼을 산출할 수 있으며 이로부터 취약지점에 대한 피로 수명이 계산된다. 굴삭기 작업장치에 대한 응력스펙트럼을 생성하기 위해서는 사실상 많은 하중데이터에 대해서 구조해석을 수행해야 한다. 그러나 각각의 하중조건에 대해서 구조해석을 반복 수행하는 것은 필요하나, 많은 시간과 노력이 소비된다. 이를 효율적으로 하기 위해서 단위하중을 중첩하여 재해석을 수행하였다. 즉 봄과 아암의 연결부인 봄 베어링 조인트와 러그 조인트에 X 방향과 Y 방향에 각각의 독립 단위하중을 가하여 4가지 경우의 응력성분을 구하였다. 각 시간별 실제 봄이 받는 응력은 4개의 응력성분의 기본벡터에 상수배만큼 곱하여 응력을 계산하였다. 단위하중의 중첩법으로 계산된 응력의 타당성은 실제 봄 베어링 조인트와 러그 조인트에 실제 하중을 주고 구한 응력값과 비교하였다. 수치 해석은 NISA II (Numerically Integrated elements of System Analysis)를 사용하였다. 봄은 Fig.4에서와 같이 외형상 윗판, 밑판, 측판, 보강판, 러그의 판과 실린더로 구성되

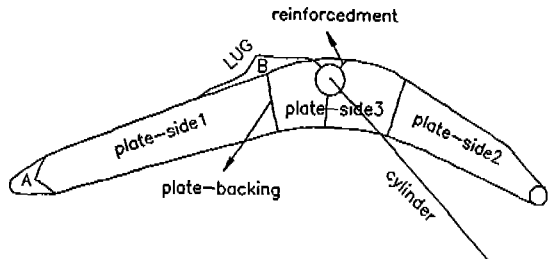


Fig. 4 봄의 구성도

었다. plate-side1은 봄에서 아암과 체결되는 부근에서부터 plate-backing이 용접되는 부근까지의 측판이다. plate-side2는 봄에서 몸체와 체결되는 부분의 판이다. plate-side3은 중앙부분의 판이다. plate-upper1은 plate-side2위판이고, plate-upper2는 plate-side3위판이며, plate-upper3은 plate-side1위판이다. 봄을 구성하는 각기 부품의 두께와 재질은 Table .1과 같다. Table.1에서 LH는 왼쪽판, RH는 오른쪽 판을 의미한다. 봄의 유한요소 모델은 윗판, 밑판, 측판, 보강판, 러그 조인트의 판을 8-node quadrilateral shell 요소를 사용하였다. 실린더는 2-node 보요소를 사용하였고, 봄

Table.1 붐 부품의 재질 및 두께

부품명	두께(mm)
plate-side 1, 2 RH, LH	12
plate-side 3 RH, LH	
plate-upper 1, 2	15
plate-lower 1, 2	
Lug RH, LH	30
plate-backing	8
reinforcement	10

※ 재질은 SM50A로 동일함

을 모델링함에 있어서는 기하학적 대칭성을 가지므로 절반만 모델링하였다.<sup>(6)</sup> 작용하중은 붐 베어링 A부분과 러그 B부분에 작용한다. 경계조건은 붐의 hole과 체결되는 실린더 끝단과 plate-side2의 몸체와 체결되는 지점에서 z방향 회전변위만 허용하고, 나머지는 고정하였다. 또한 붐을 절반만 모델링 하였으므로 symmetric 경계조건을 주었으며, 총 절점수는 6094이며, 총 요소수는 2057개 이고, 이는 Fig.5와 같다.

단위하중을 중첩해서 구한 결과와 실제 운전하중에 의한 결과를 비교하기 위해서 운전하중중 임의의 하중( 붐

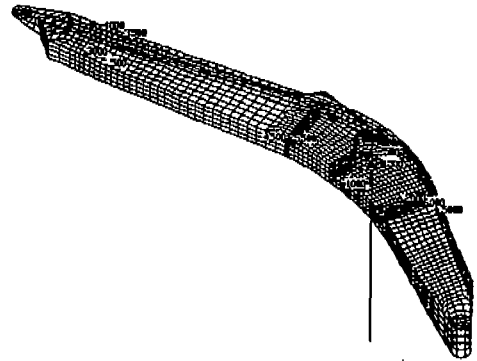


Fig. 5 붐 FEM 모델링

베어링 A지점에서  $F_x = -73436.9$  kgf,  $F_y = -22813.58$  kgf, 러그 실린더의 B에  $F_x = 48330.14$  kgf,  $F_y = 12955.67$  kgf)을 가하여 검토하였다. 비교방법은 각 방법의 결과에 의한 응력성분 6개를 전체 절점 중에서 끝자리가 500으로 끝나는 절점을 임의의 추출하여 비교하였고 이를 Fig.6에 나타내었다. 비교결과 응력성분의 각각의 상대오차는  $10^{-3}$ 이며, 이는 잘 일치한다고 볼 수 있다.

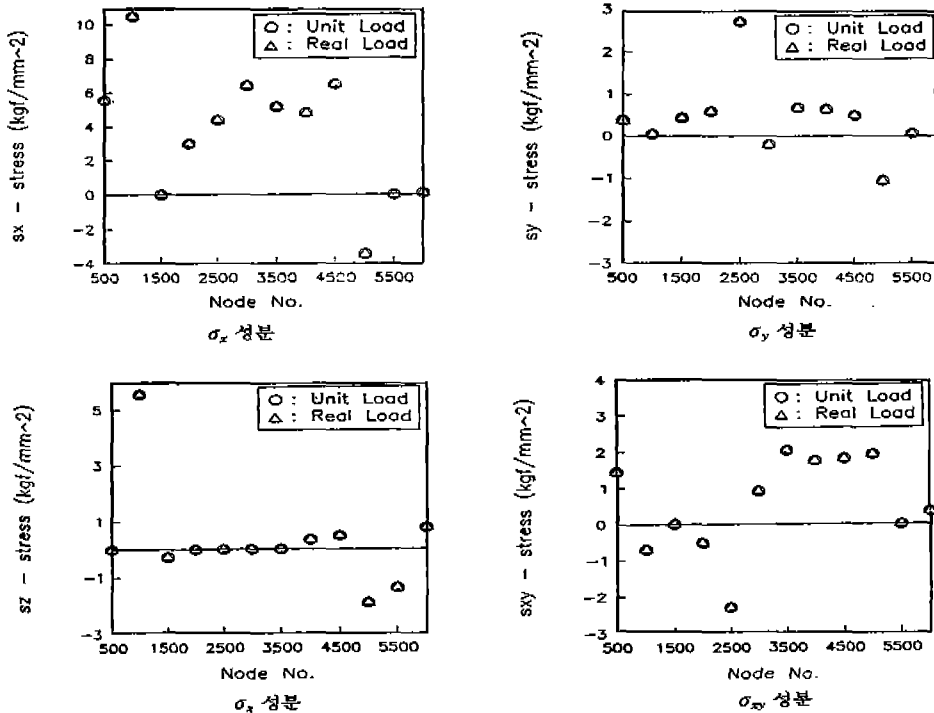


Fig. 6 응력성분 비교

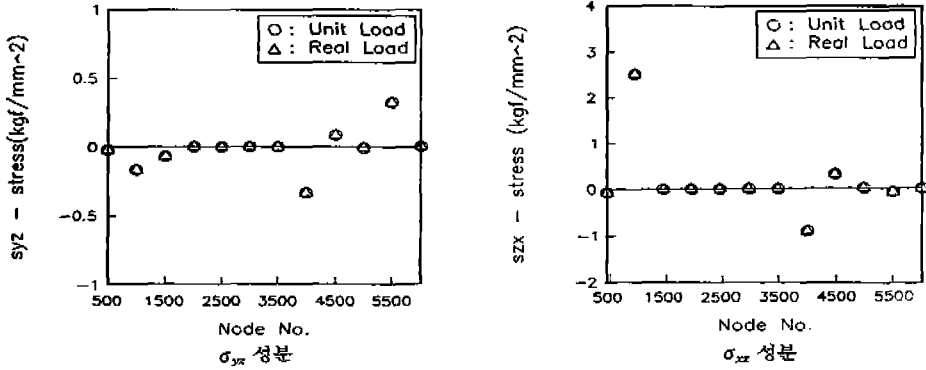


Fig. 6 응력성분 비교

2.3. S-N 선도 및 손상평가

굴삭기 붐의 모재 및 용접재의 표준인장 실험을 통하여 구한 기계적인 물성치는 Table.2와 같다. 실험장치는 최대용량 10ton인 폐쇄유압회로 방식의 MTS(Material Testing System)를 사용하였고, 게이지 길이가 25mm인 extensometer를 사용하였다. 또한 상자형 구조물인 굴삭기 붐의 모재 및 용접부(one-side fillet weld)의 S-N 선도는 R=0인 Zero-Tension 정현파 하중을 가하여 구하였다. 실험장비는 최대용량이 20 ton인 Instron을 사용하였다. 붐의 손상 평가를 위한 수명식은 실험 결과로부터 최소자승법을 적용하여 구하였다. S-N선도 실험 결과로부터 one-side-fillet용접의 수명식은 식(1)과 같고, 모재는 식(2)와 같다.

Table.2 모재와 용접재의 기계적인 물성치

	항복응력 (Kg <sub>f</sub> /mm <sup>2</sup> )	인장강도 (Kg <sub>f</sub> /mm <sup>2</sup> )	탄성계수 (Kg <sub>f</sub> /mm <sup>2</sup> )
모 재	36.61	54.25	1.91×10 <sup>4</sup>
용접재	63.22	70.36	2.15×10 <sup>4</sup>

$$N_f = 10^{13.215} S^{-7.973} \text{ (one-side fillet 용접)} \quad (1)$$

$$N_f = 10^{33.217} S^{-21.872} \text{ (모재)} \quad (2)$$

여기서 S(Kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>)는 R= 0 에서의 응력진폭(Stress Amplitude)이다.

Goodman은 1899년에 평균응력의 효과를 고려한 식 (3)을 제안하였다.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (3)$$

여기서,  $\sigma_a$ 는 응력진폭(stress amplitude),  $\sigma_m$ 은 평균응력(mean stress),  $S_e$ 는 R=-1에서의 응력진폭,  $S_u$ 는 인장 강도이다.

R=0에 대한 식 (1), (2)를 Goodman식 (3)을 적용하여 R=-1인 경우로 환산하여 구한 수명식은 식 (4), (5)와 같다.

$$N_f = 10^{12.705} S^{-6.993} \text{ (one-side fillet 용접)} \quad (4)$$

$$N_f = 10^{26.969} S^{-14.728} \text{ (모재)} \quad (5)$$

3. 결과 및 고찰

굴삭기가 일반굴삭 작업을 하는 경우 가장 심한 손상을 받는 지점은 붐의 만곡부 용접 부분과 붐 실린더 연결부의 용접부이다. 이는 굴삭기의 Bench 실험의 결과와 굴삭기 파손수집 사례로부터 알 수 있는 곳이다. 이 두지점 중 붐 실린더 연결 용접부위는 용접기술의 개선으로 어느 정도 손상의 정도를 작게한 곳이므로, 본 연구에서는 붐 만곡부 지점을 가장 손상이 가는 부위로 판단하였다. 붐의 도면으로부터 만곡부 용접부의 파손위치와 가장 근접한 위치는 유한요소 모델링의 271절점이고, X좌표는 3959mm, Y좌표는 692mm, Z좌표는 242mm이다. 운전하중하에서 측정된 각 실린더의 변위 및 압력데이터를 이용하여 붐의 각 조인트 반력을 계산하고, 다축-다점 하중 카운팅 방법을 사용하여 편 조인트 1, 2의 하중이력

을 구하였다. 또한, 단위하중을 작용시켜 구한 FEM 응력해석의 결과에 핀 조인트 하중이력인 상수배를 곱하여 봄의 가장 취약한 부분인 만곡부(FEM 절점 271)에 작용되는 응력성분을 구하였다. 이 절점의 응력성분을 Von Mises등가응력으로 계산하였고, 이는 Fig.7과 같다. Von Mises등가응력의 최대값은  $56.2Kg/mm^2$ 이다. 평균응력을 고려한 Rainflow method<sup>(7)</sup>를 사용하여 Von mises등가응력 sequence를 카운팅하였고, 전체 카운팅수는 1,424개이다. 평균응력의 영향을 고려한 용접재 S-N선도 수명식(4)와 카운팅 결과를 사용하여 Palmgren-Miner 누적손상법칙을 적용한 손상값은 0.000804이다. 또한 봄의 최대 굴삭력이 발생하는 자세인 Bench test 자세로서 피로실험을 수행하였다. Bench test의 자세 및 하중상태는 Fig. 8에 나타내었고, 실험 결과인 1,256,000 cycles 후에 동일한 부분이 파손되었다는 것과 손상값을 비교할때 적절하다고 사료된다.

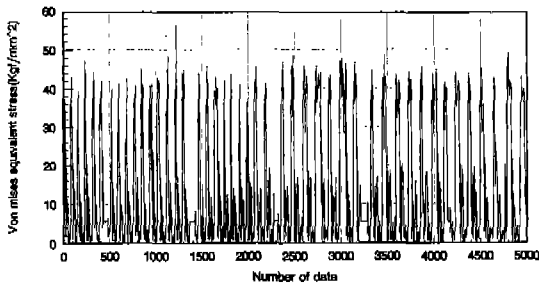


Fig. 7 Von Mises등가응력 sequence

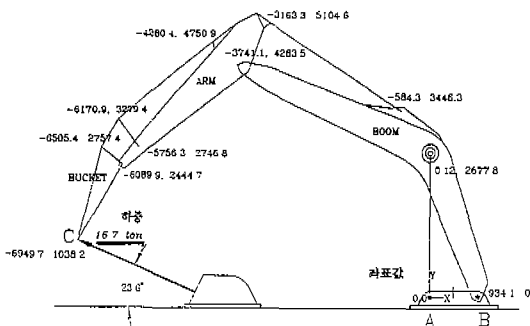


Fig. 8 Bench test의 자세 및 하중조건

#### 4. 결론

여러위치에서 독립적으로 하중이 작용하는 경우에는 동

일지점에 단축 하중의 작용하는 경우에 적용하는 방법으로는 올바른 피로수명을 예측 할 수 없다. 이러한 경우에 하중이 작용하는 각 위치에서 Peak 또는 Valley의 경우에 다른 작용점의 하중을 동시에 저장하는 기법인 다축-다점 하중 카운팅 방법을 적용하면 많은 양의 데이터를 효과적으로 저장할 수 있다. 또한 이를 이용하면 구조물이 받는 응력상태를 적절히 평가할 수 있다. 본 연구에서는 국내 산업현장에서 널리 사용되는 굴삭기의 프론트부위 중 봄의 경우에 다축-다점 하중 카운팅 방법을 적용하여 구한 누적손상값이 0.000804로서 이는 설계하중을 이용한 Bench 실험의 결과와 비교할 때 양호한 결과이다. 그러므로 여러위치에서 독립적으로 변하는 운전하중을 이용한 수명평가에 다축-다점 하중 카운팅은 매우 유용한 방법이다.

#### 참 고 문 헌

1. R.M. Engle, "Damage Accumulation Techniques in Damage Tolerance Analysis", ASTM. STP 842 pp25-35.
2. Chang, J.B., Hiyama, R.M., and Szamossi, M., "Improved Methods for Predicting Spectrum Loading Effects, Vol. I: Technical Summary", AFWAL-TR-81-3092, Vol. I., Flight Dynamics Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, OH, Nov, 1981.
3. W.Elber, "Damage tolerance in aircraft structure", ASTM STP 486, pp 230-242.
4. 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.
5. 이현우 "실 동하중에 의한 굴삭기 프론트부의 구조 강도 및 피로수명 해석", 부산대학교 차량 메카트로닉스 센터. 1995.
6. Peter W., Andrew W., Richard W. and Richard R., "Design of an Excavator Arm Using Optimization Techniques", SAE, Inc., pp 2.1248 - 2.1252, 1988.
7. Rice. R. C. "Fatigue Design Handbook", SAE 2nd edition. 1988.